



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECATRÓNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE
UN TREN DE RODAJE DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS, PARA
LA EMPRESA SERTECPET S.A.**

AUTORES: MONTERO OROZCO, JUAN JOSÉ

SÁNCHEZ MALDONADO, EDISON LUIS

DIRECTOR: ING. ECHEVERRÍA YÁNEZ, LUIS

CODIRECTOR: ING. OLMEDO SALAZAR, FERNANDO

SANGOLQUÍ-2015

CERTIFICADO

Ing. Echeverría Yáñez, Luis

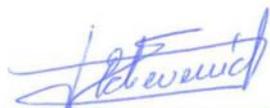
Ing. Olmedo Salazar, Fernando

Certifican:

Que el trabajo titulado: **“Diseño y Construcción de un Prototipo de un Tren de Rodaje de Alimentación de Tubos, para la empresa SERTECPET S.A.”**, realizado por los señores Sr. Sánchez Maldonado Edison Luis y el Sr. Montero Orozco Juan José, como requerimiento parcial a la obtención del título de Ingenieros en Mecatrónica, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con las normas establecidas por la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene todos los archivos necesarios para la comprobación del trabajo de tesis. Autorizan al Sr. Sánchez Maldonado Edison Luis y el Sr. Montero Orozco Juan José entregar el trabajo al Ing. Francisco Terneus, en su calidad de Coordinador de la Carrera.

Sangolquí, mayo del 2015.



Ing. Echeverría Yáñez, Luis
DIRECTOR



Ing. Olmedo Salazar, Fernando
CODIRECTOR

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, MONTERO OROZCO, JUAN JOSÉ y
SÁNCHEZ MALDONADO, EDISON LUIS

Declaramos que:

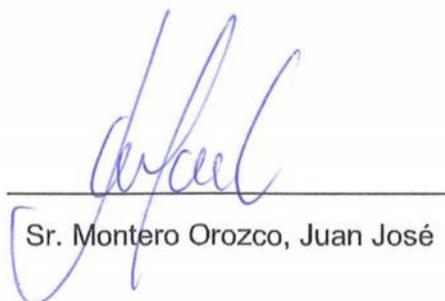
El proyecto de grado denominado **“Diseño y Construcción de un Prototipo de un Tren de Rodaje de Alimentación de Tubos, para la empresa SERTECPET S.A”**, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, mayo del 2015



Sr. Sánchez Maldonado, Edison Luis



Sr. Montero Orozco, Juan José

AUTORIZACIÓN

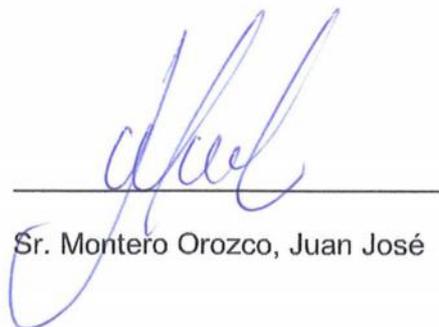
Nosotros, MONTERO OROZCO, JUAN JOSÉ y
SÁNCHEZ MALDONADO, EDISON LUIS

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “**Diseño y Construcción de un Prototipo de un Tren de Rodaje de Alimentación de Tubos, para la empresa SERTECPET S.A**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, mayo del 2015



Sr. Sánchez Maldonado, Edison Luis



Sr. Montero Orozco, Juan José

DEDICATORIA

A mi familia, Edison Sánchez, Yolanda Maldonado, Pablo Sánchez, Diana Sánchez y Yolanda Sánchez; quienes conocen mis alegrías, mi sacrificio y mi lucha. Sin su apoyo, este trabajo no hubiera sido posible.

A mis amigos y ejes sustanciales para la ejecución de este proyecto, Ing. Byron López, Dr. María del Carmen Maldonado y al futuro ingeniero Juan José Montero Orozco.

A mi futuro hijo y a su hermosa madre Bernarda Cañaz, quien gracias a su comprensión y cariño ha permitido que haya paz durante la etapa del desarrollo del proyecto.

“La alegría está en la lucha, en el esfuerzo, en el sufrimiento que supone la lucha y no en la victoria misma.”

Mahatma Gandhi.

Edison Luis Sánchez Maldonado

DEDICATORIA

A mis padres, por ser mi referente y mi apoyo no solo en este proyecto sino en todos los proyectos a lo largo de mi vida.

“We can only see a short distance ahead, but we can see plenty there that needs to be done.”

A. Turing, 1950

Juan José Montero Orozco

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme dado la vida, fuerza y sabiduría durante toda mi trayectoria estudiantil. Le agradezco por permitirme alcanzar esta nueva meta creciendo profesionalmente con este proyecto que me ha permitido culminarlo con éxito.

A mis padres, familia y amigos que conocen lo importante que ha sido para mí la carrera de Ingeniería Mecatrónica y el logro que significa haberla terminado sin ningún tipo de retrasos ni problemas.

A Juan José, por su gran colaboración y apoyo.

A la empresa Sertecpet S.A y en especial al Ing. Byron López por abrirme las puertas hacia el futuro y haber depositado la confianza en mí.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE y a los directores de tesis, Ing. Luis Echeverría e Ing. Fernando Olmedo quienes nos han guiado a lo largo de trabajo.

Edison Luis Sánchez Maldonado

AGRADECIMIENTO

A mi padre, madre y hermanas, quienes son la razón por la cual me levanto todas las mañanas con una sonrisa.

A Edison Luis, quien ha sido un gran compañero de trabajo, una persona muy trabajadora e inteligente, capaz de dejar de lado diferencias para llegar a objetivos en común.

Al Ing. Byron López por su ayuda y comprensión desde el inicio del proyecto.

A los directores de tesis, Ing. Luis Echeverría e Ing. Fernando Olmedo, quienes nos han guiado a lo largo de este complicado camino.

A mis amigos, que a su manera han estado presentes de manera incondicional en todas las etapas de mi carrera.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas – “ESPE” y a todos quienes son parte de ella por todo este tiempo que hemos compartido y la infinidad de cosas que me han enseñado.

A todos quienes de manera directa o indirecta han apoyado en la culminación exitosa de este proyecto de gran importancia para mí

Juan José Montero Orozco

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	Error! Bookmark not defined.
AUTORIZACIÓN	Error! Bookmark not defined.
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
AGRADECIMIENTO	viii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	ix
LISTADO DE TABLAS	xii
LISTADO DE FIGURAS	xv
RESUMEN	xxvii
ABSTRACT	xxviii
CAPITULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Definición del problema	3
1.3 Objetivos:	4
1.3.1 General	4
1.3.2 Específicos	4
1.4 Justificación e importancia	5
1.5 Alcance del proyecto	6
CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO	8
2.1 Software para simulación de movimiento	8
2.2 Análisis estático	13
2.3 Análisis de fatiga	15
2.4 Impacto por vibraciones	18
2.5 Embrague	23
CAPITULO 3: ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	32
3.1 Análisis de alternativas	32
3.2 Selección de la mejor alternativa	36
CAPITULO 4: DISEÑO DE LA MÁQUINA	44

4.1	Pre ingeniería	44
4.1.1	Mesa de alimentación, análisis estructural	47
4.2	Análisis del tope fijo.....	56
4.2.1	Simulación 1 tubo cayendo.....	57
4.2.2	Simulación 2 tubos cayendo.....	60
4.2.3	Simulación 3 tubos cayendo.....	63
4.3	Mecanismo 1: tope fijo.....	77
4.3.1	Tope fijo o mecánico	79
4.3.2	Buje.....	89
4.3.3	Ajustes y Tolerancias	92
4.3.4	Estructura Base:	96
4.3.5	Impulsador.....	104
4.3.6	Tope inferior	109
4.3.7	Análisis mecanismo 1.....	110
4.3.8	Análisis del mecanismo del impulsador.....	116
4.3.9	Caucho	129
4.3.10	Mesa soporte.....	132
4.4	Tope móvil.....	144
4.4.1	Cálculo y selección de cilindro de tope neumático	145
4.4.2	Elementos del carro transportador	151
4.4.2.1.1	Apoyo Inferior	151
4.4.2.2	Apoyo Vertical	152
4.4.2.3	Apoyo Superior.....	153
4.4.2.4	Bases chumaceras	157
4.4.3	Cálculo y selección de tornillo de bolas (ballscrew).....	162
4.4.4	Cálculo y selección de motor a pasos.	164
4.4.5	Cálculo y selección guías lineales	168
4.4.6	Elementos finitos del carro transportador.	172
4.5	Motores, reductores y embragues	176
4.5.1	Dimensionamiento motor y reductor.....	176
4.5.2	Dimensionamiento reductor y embrague.....	189
4.6	Niveladores.....	202

4.7	Protecciones.....	215
4.8	Resultados.....	217
CAPITULO 5: DISEÑO DEL CONTROL DE LA MÁQUINA		221
5.1	Neumática	221
5.1.1	Mecanismo 1 y Mecanismo Nivelador	221
5.1.2	Tope Móvil	233
5.2	Proceso	237
5.2.1	Etapa 1. Levantamiento de topes.	248
5.2.2	Etapa 2. Paso de tubos	249
5.2.3	Etapa 3. Inicio de movimiento de rodillos.	250
5.2.4	Etapa 4. Fin de movimiento de tubos.	251
5.3	Eléctrico.....	253
5.3.1	PLC y módulos adicionales.	254
5.3.2	Instrumentación	258
5.3.3	Variador de Frecuencia	260
5.3.4	Pantalla Táctil.....	262
5.3.5	Driver de motor a pasos.	264
5.3.6	Protección eléctrica	266
CAPITULO 6: PROTOTIPO		269
6.1	Prototipo en lo mecánico	269
6.2	Escalamiento.....	273
6.3	Prototipo mecánico en imagenes	276
6.4	Prototipo en lo neumático, eléctrico y electrónico.....	284
6.4.1	Neumático.	284
6.4.2	Eléctrico y electrónico.....	288
CAPITULO 7: EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA		297
7.1	Evaluación económica.....	297
7.2	Evaluación financiera	301
7.2.1	Valor actual neto (VAN).....	301
CAPITULO 8: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		304
8.1	Conclusiones diseño máquina y prototipo.	304
8.2	Recomendaciones diseño máquina y prototipo.	307

CAPITULO 9: BIBLIOGRAFÍA	309
ANEXOS	309
Anexo 1 Planos mecánico y eléctricos adjuntos.	Error! Bookmark not defined.
Anexo 2 Evoluciones impulsador	Error! Bookmark not defined.
Anexo 2.1 Evoluciones tope.....	Error! Bookmark not defined.
Anexo 3.....	Error! Bookmark not defined.

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1	Ponderación de los criterios	37
Tabla 2	Ponderación de cada concepto respecto al costo	37
Tabla 3	Ponderación de cada concepto respecto a la viabilidad de fabricación.....	38
Tabla 4	Ponderación de cada concepto respecto al tamaño	38
Tabla 5	Ponderación de cada concepto respecto al peso	39
Tabla 6	Ponderación de cada concepto respecto al rendimiento	39
Tabla 7	Ponderación de cada concepto respecto a su fuente de energía.....	40
Tabla 8	Ponderación de cada concepto respecto al mantenimiento.	40
Tabla 9	Ponderación de cada concepto respecto a la garantía.....	41
Tabla 10	Ponderación de cada concepto respecto nivel tecnológico	41
Tabla 11	Ponderación de cada concepto respecto a las máquinas ya existentes.....	42
Tabla 12	Ponderación de cada concepto respecto a la disponibilidad en el mercado	42
Tabla 13	Resultados ponderativos conceptos versus criterios.....	43
Tabla 14	Resumen de resultados de las simulaciones para cálculo del impacto	66
Tabla 15	Resumen de resultados de las simulaciones para el cálculo del impacto con precisión.....	67
Tabla 16	Propiedades del material acero 1020	78
Tabla 17	Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm), tolerancias ISO, dimensiones menores a 500 [mm]	92
Tabla 18	Desviaciones fundamentales en milímetros para zonas de tolerancia de ejes. Los intervalos de tamaños básicos son: sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.....	93
Tabla 19	Desviaciones fundamentales en milímetros (mm) para zonas de tolerancia de agujeros. Los intervalos de tamaños básicos son sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.....	95

Tabla 20	Tabla comparativa de resultados con el transcurso del ensamblado	115
Tabla 21	Especificaciones y propiedades del neopreno.....	131
Tabla 22	Características del reductor seleccionado a 60Hz.....	185
Tabla 23	Tabla comparativa de las tres diferentes simulaciones efectuadas para certificar la validez del mecanismo nivelador	211
Tabla 24	Tabla de asignación de entradas del PLC	257
Tabla 25	Tabla de asignación de salidas del PLC.....	258
Tabla 26	Características Técnicas HMI KTP400 Basic	263
Tabla 27	Características técnicas Driver G201X.....	264
Tabla 28	Listado de disyuntores requeridos.....	267
Tabla 29	Costo de materiales directos	298
Tabla 30	Costos de máquinas herramientas	299
Tabla 31	Costos de mano de obra..	300
Tabla 32	Costos de diseño.....	300
Tabla 33	Costos Indirectos.....	300
Tabla 34	Costo total del proyecto.	300
Tabla 35	Utilidades netas por cortado de tubos	302
Tabla 37	Cálculo del VAN, TIR, R B/C, periodo de recuperación.....	303

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1 Opciones de contactos entre materiales.....	9
Figura 2 Materiales predeterminados del software de simulación.	10
Figura 3 Propiedades del estudio de movimiento.	11
Figura 4 Recuadro de resultados y trazados del software de simulación.....	12
Figura 5.Opciones de resultados de simulación.	12
Figura 6 Gráfica fuerza versus desplazamiento. (SolidWorks, 2015)	15
Figura 7 Ejemplo de configuración del programa CAD de simulación.	17
Figura 8 Elementos de un embrague cónico. (Wikipedia, 2015).....	24
Figura 9 Elementos de un embrague centrífugo. (Clark, 2015).	25
Figura 10 Embrague de mandíbula recta y en espiral. (Wallace, 2015)	26
Figura 11 Elementos de un embrague electromagnético coaxial de placa de fricción. (Suco, 2015).	28
Figura 12 Perfil HEB.	44
Figura 13 Datos del perfil HEB-160 (Andes, 2014).	45
Figura 14 Evaluación del perfil HEB-160 en software CAD para estructuras parte 1.	45
Figura 15 Evaluación del perfil HEB-160 en software CAD para estructuras parte 2.	46
Figura 16 Evaluación del perfil HEB-160 en el software CAD.	46
Figura 17 Medidas en el software CAD de una de las estructura de la mesa.	47
Figura 18 Distancia para posible ubicación del tope.....	47
Figura 19 Obtenida del formulario U-1A manejado para las especificaciones tubulares de SERTECPET.	48
Figura 20 Mesa de alimentación graficada en un software CAD	48
Figura 21 distancia del apoyo derecho.	49
Figura 22 distancia del apoyo izquierdo.....	49
Figura 23 Resultados de momento y esfuerzo cortante.....	50
Figura 24 Resultados de deformaciones y deflexiones.....	51

Figura 25 Resultados de las gráficas de momento y cortante para fallo....	54
Figura 26 Obtenida del formulario U-1A manejado para las especificaciones tubulares de SERTECPET.	55
Figura 27 Peso de un tubo.....	57
Figura 28 Ubicación del tubo en la mesa.....	57
Figura 29 Impacto en cada uno de los 5 topes con un tubo	58
Figura 30 Velocidad de la simulación de un tubo cayendo.	59
Figura 31 Peso de los dos tubos.....	60
Figura 32 Ubicación de 2 tubos en la mesa.....	60
Figura 33 Impacto en cada uno de los 5 topes con dos tubos.....	61
Figura 34 Velocidad del primer tubo primero parte de los dos tubos cayendo.	62
Figura 35 Peso de 3 tubos.....	63
Figura 36 Ubicación de 3 tubos en la mesa.....	63
Figura 37 Cálculo del impacto en cada uno de los 5 topes a fabricar para el impacto de tres tubos.....	64
Figura 38 Velocidad del primero de los tres tubos.....	65
Figura 39 Simulación 1 de la fuerza de impacto de dos tubos con más precisión.	68
Figura 40 Simulación 2 de la fuerza de impacto de dos tubos.....	69
Figura 41 Simulación 3 de la fuerza de impacto de dos tubos.....	70
Figura 42 Simulación 4 de la fuerza de impacto de dos tubos.....	71
Figura 43 Simulación 5 de la fuerza de impacto de dos tubos.....	72
Figura 44 Comparación entre el slider de resbaladizo y adherente entre material acero grasoso y acero seco.	73
Figura 45 Simulación de dos tubos para encontrar la fuerza de impacto con todo el mecanismo a diseñar instalado.....	75
Figura 46 Simulación aproximada a la realidad. Fuerza de contacto resultante: 18301.	76
Figura 47 Nervio del tope mecánico.	79
Figura 48 Croquis de los sujetadores del eje.....	79

Figura 49 Componente Z de la fuerza resultante, con valor de 17841 [N].	81
Figura 50 Componente Y de la fuerza resultante, con valor de 3179 [N].	81
Figura 51 Ángulo de la fuerza aplicada.....	82
Figura 52 Trazado de visualización de los contactos del tope.	83
Figura 53 Sujeciones impuestas para la simulación del tope mecánico. ...	83
Figura 54 Gráfica del factor de seguridad del tope mecánico.	85
Figura 55 Gráfica de los desplazamientos del tope mecánico.	86
Figura 56 Gráfica de la fatiga del tope mecánico.....	87
Figura 57 Fuerza resultante en el extremo del eje.....	88
Figura 58 Fuerza resultante en la base del tope mecánico.	88
Figura 59 Fórmulas del catálogo SKF para bujes de bronce	89
Figura 60 Especificaciones técnicas del buje de bronce (SKF, 2014).	90
Figura 61 Código del buje con sus respectivas dimensiones ilustradas en un gráfico (SKF, 2014).....	91
Figura 62 Especificaciones del buje de bronce sólido y otros característicos (SKF, 2014).	91
Figura 63 Imagen general de la base del mecanismo 1.	96
Figura 64 Nervios en forma de triángulo isósceles de la base del mecanismo1.	97
Figura 65 Tope controlador para el retorno del tope.....	97
Figura 66 Imagen del tope con la base y los bujes, después de su respectiva fabricación.	98
Figura 67 Trazado de visualización de los contactos del tope con la base y los bujes.	99
Figura 68 Gráfica del factor de seguridad del tope con la base y los bujes.	100
Figura 69 Imagen ampliada del lugar de falla para un factor de seguridad menor a 5 unidades.	100
Figura 70 Gráfica de los desplazamientos ejercidos en el tope con la base y los bujes.	101

Figura 71 Gráfica de la fatiga para análisis de vida del tope con la base y los bujes.....	102
Figura 72 Factor de seguridad inferior a 7 unidades, si falla.	103
Figura 73 Factor de seguridad inferior a 7 unidades, no falla.	103
Figura 74 Fuerza en el impulsador, sin tope inferior.	104
Figura 75 Fuerza en el impulsador, con tope inferior.....	105
Figura 76 Imagen del impulsador.....	106
Figura 77 Agujero para el eje conector.....	106
Figura 78 Agujero a una distancia de 180 milímetros.....	107
Figura 79 Agujero a una distancia de 30 milímetros.....	107
Figura 80 Agujero a una distancia de 80 milímetros.....	108
Figura 81 Tope inferior.....	109
Figura 82 Imagen del impulsador y tope inferior, después de su respectiva fabricación.	110
Figura 83 Imagen del mecanismo 1 final.	110
Figura 84 Trazado de visualización de los contactos del mecanismo1....	111
Figura 85 Gráfica del factor de seguridad para mecanismo1.	112
Figura 86 Gráfica de los desplazamientos para mecanismo 1.	113
Figura 87 Gráfica de la fatiga del mecanismo1 junto con el impulsador. .	114
Figura 88 Pies de fijación.....	120
Figura 89 Cabeza de rótula sin su rosca interior.....	120
Figura 90 Fuelle (FESTO, 2014).....	121
Figura 91 Especificaciones de cargas máximas de los pistones. (FESTO, 2014).....	121
Figura 92 Especificaciones de pesos de los pistones. (FESTO, 2014)....	122
Figura 93 Fuerza del motor en la subida del mecanismo a una velocidad del pistón de 83 mm/s.....	124
Figura 94 Fuerza de contacto que provocan los tubos al tope (imagen superior). Fuerza del motor en bajada del mecanismo (imagen inferior) a 250 mm/s como velocidad del pistón.	125
Figura 95 Pistón neumático FESTO, con sus accesorios ensamblados..	126

Figura 96 Mecanismo 2 completo.	127
Figura 97 Análisis del mecanismo 1 completo con eje para sujeción con el cilindro.	128
Figura 98 Medida y características del anillo de retención escogido. (RAYMOND, 2015).	129
Figura 99 Distancia tope mesa de los análisis iniciales.	133
Figura 100 Distancia tope-eje con mesa colocada.	133
Figura 101 Distancia entre tope retraído-mesa.	134
Figura 102 Fuerzas resultantes hacia la mesa del mecanismo 1.	136
Figura 103 Fuerza resultantes hacia la mesa del mecanismo 2.	137
Figura 104 Fuerzas influyentes sobre la mesa con sus direcciones respectivas.	137
Figura 105 Trazado de visualización de los contactos del mecanismo 1.	138
Figura 106 Gráfica del factor de seguridad para la mesa soporte	138
Figura 107 Desplazamientos mesa soporte.	139
Figura 108 Gráfica de la fatiga de la mesa soporte.	139
Figura 109 Pernos comerciales en el Ecuador. (Casa del Perno, 2015) .	140
Figura 110 Dimensiones de la junta traslapada vista superior.	140
Figura 111 Dimensiones de la junta traslapada vista lateral.	141
Figura 112 Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero. (Shigley, 2002, pág. 420).	142
Figura 113 Pernos de la mesa soporte.	143
Figura 114 Esquema general de mecanismo.	145
Figura 115 Ejemplo de selección de cilindro neumático.	146
Figura 116 Datos técnicos generales del cilindro neumático de tope DFST de FESTO.	147
Figura 117 Lista de materiales del cilindro neumático tipo DFST de FESTO.	147
Figura 118 Impacto admisible en el cilindro neumático tipo DFST de FESTO.	148
Figura 119 Imagen cilindro neumático tipo DFST de FESTO.	148

Figura 120 Análisis geométrico de dirección de fuerzas sobre cilindro neumático.	149
Figura 121 Posición de los agujeros del apoyo inferior del carro transportador.	151
Figura 122 Tamaño del apoyo inferior del carro transportador.	151
Figura 123 CAD del apoyo vertical carro transportador.	152
Figura 124 Dimensiones del apoyo vertical del carro transportador.	153
Figura 125 Dimensiones del apoyo superior del carro transportador.....	154
Figura 126 Carro Transportador ensamblado.	154
Figura 127 Carro transportador ensamblado con cilindro neumático de tope.....	155
Figura 128 Materiales para el pistón DFST.	156
Figura 129 Separación entre cilindro neumático y carro transportador....	156
Figura 130 CAD base chumacera fija	157
Figura 131 Acople de motor 6.35 [mm] - 10[mm].....	158
Figura 132 Tabla de selección de acople de motor. (TBI MOTION, 2015).....	159
Figura 133 CAD base de la chumacera BF12.....	160
Figura 134 Tabla de selección chumacera BK (Fija). (TBI MOTION, 2015).....	161
Figura 135 Tabla de selección chumacera BF (Flotante). (TBI MOTION, 2015).	161
Figura 136 Dimensiones y capacidades de husillo de bolas SFU01605-4 (TBI MOTION, 2015).....	162
Figura 137 CAD de husillo de bolas SFU 1605-4	162
Figura 138 Ficha técnica motor a pasos (Schneider Electric, 2015).....	165
Figura 139 Desempeño torque-velocidad de motor a pasos (Schneider Electric, 2015).....	166
Figura 140 Dimensiones motor NEMA23 (Schneider Electric, 2015).....	166
Figura 141 Soporte para motor NEMA 23.....	167
Figura 142 Imagen de guía lineal modelo LLRHC XX LA. (SKF, 2006)...	168
Figura 143 Determinación de fuerzas de cuerpo libre sobre el elemento	

utilizando software CAE.....	169
Figura 144 Tabla de capacidades y dimensiones del modelo LLRHC 20. (SKF, 2006).....	170
Figura 145 Selección de kit de sellos de protección SKF. (SKF, 2006). ...	171
Figura 146 Sujeciones, conexiones y fuerzas aplicadas en simulación...	172
Figura 147 Trazado de visualización de contactos del carro transportador.	173
Figura 148 Resultado de simulación en software CAE	174
Figura 149 Resultado de desplazamientos carro transportador	175
Figura 150 Tubos antes de nivelarse.....	180
Figura 151 Tubos luego de nivelarse.....	181
Figura 152 Imagen con los respectivos datos de fricciones estáticas y dinámicas de diferentes materiales. (Avallone, 2007, pág. 23 sec. 3).	182
Figura 153 Catálogo de Reductores. (Bonfiglioli, pág. 55).....	185
Figura 154 Información técnica Motor BE90LA seleccionado. (Bonfiglioli, pág. 32).	187
Figura 155 Dimensiones reductor VF130 (Bonfiglioli, pág. 140).	187
Figura 156 Dimensiones de la brida de entrada del reductor P90 B5. (Bonfiglioli, pág. 141).	188
Figura 157 Información dimensional de motor seleccionado BE90L. (Bonfiglioli, pág. 33).	188
Figura 158 Agujero de salida reductor de velocidad. (Bonfiglioli, pág. 141).....	189
Figura 159 Dimensiones recomendadas de eje del reductor de velocidad. (Bonfiglioli, pág. 175).	190
Figura 160 Información técnica Embragues tipo PCC. (Warner, Electric, pág. 142).....	191
Figura 161 Dimensiones del Embrague PCC 1225 (Warner, Electric, pág. 6).....	192
Figura 162 Dimensiones Bushing Browning. (Browning, pág. A1).....	193
Figura 163 Tabla de selección de Bushings. Browning (izq.), Dodge	

(der.) (Warner, Electric, págs. 252-253).....	194
Figura 164 Dimensiones Bushings. (Dodge, págs. PT6-3).....	194
Figura 165 Diagrama de Cortante, Momento Torsional y Momento Flector.....	195
Figura 166 Factor de concentración de esfuerzos para un hombro sometido a torsión.....	198
Figura 167 Factor de concentración de esfuerzos para un hombro sometido a flexión.....	198
Figura 168 Factor de sensibilidad a la muesca para Flexión.	199
Figura 169 Factor de sensibilidad a la muesca para Torsión.....	199
Figura 170 Parante diseñado para el motor.....	201
Figura 171 Mecanismo nivelador. Dos topes mecánicos.....	203
Figura 172 Dirección del traslado de los tubos.	204
Figura 173 Valor equivalente de la fuerza de impacto a una velocidad 300mm/s	204
Figura 174 Ubicación de los tubos caso 1.	205
Figura 175 Factor de seguridad caso 1.	205
Figura 176 Desplazamiento caso 1.....	206
Figura 177 Fatiga caso 1.	206
Figura 178 Ubicación de los tubos caso 2.	207
Figura 179 Factor de carga caso 2.	207
Figura 180 Desplazamientos caso 2.....	208
Figura 181 Análisis de fatiga caso 2.	208
Figura 182 Ubicación de los tubos caso 3.	209
Figura 183 Factor de seguridad caso 3.	209
Figura 184 Desplazamientos caso 3.....	210
Figura 185 Análisis de fatiga caso 3.	210
Figura 186 Valor de reducción.....	213
Figura 187 Reducción de la altura de la estructura- mesa de ingreso.	214
Figura 188 Protección motor a pasos.	215
Figura 189 Protección chumacera BF12.....	216

Figura 190 Protección para pistones neumáticos.	216
Figura 191 Captura general 1.	217
Figura 192 Captura general 2.	218
Figura 193 Captura general 3.	219
Figura 194 Resultado final del diseño mecánico.....	220
Figura 195 Símbolo válvula 5/2 vías (izq.) y válvula distribuidora (der.). (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 32)..	222
Figura 196 Dimensiones válvulas monoestables de 5/2 vías. (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 34).....	223
Figura 197 Símbolo y representación, válvula estranguladora con anti retorno. (FESTO, Válvulas de estrangulación y antirretorno, 2015, pág. 2).....	225
Figura 198 Dimensiones válvulas estranguladoras con anti retorno. (FESTO, Válvulas de estrangulación y antirretorno, 2015, pág. 32).....	226
Figura 199 Materiales válvula estrangulación anti retorno. (FESTO, Válvulas de estrangulación y antirretorno, 2015, pág. 32).	226
Figura 200 caudal nominal generado por el número de vueltas del husillo. (FESTO, Válvulas de estrangulación y antirretorno, 2015, pág. 32).....	227
Figura 201 Diagrama neumático. (FESTO, Bloqueo de la posición final, 2015, pág. 1).....	227
Figura 202 Dimensiones placa base individual NAS (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 106).	229
Figura 203 Denominación de las conexiones de las placas base. (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 6)....	229
Figura 204 Conexión electroválvula- placa base. (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 6).	230
Figura 205 CAD de la electroválvula y su placa base.....	230
Figura 206 Dimensiones bobina MSN1 (FESTO, Bobinas, 2015, pág. 6).....	231
Figura 207 Válvula distribuidora completa con bobina y conector.	232

Figura 208 Sensores ubicados en el pistón.	232
Figura 209 Válvula y pistón DFST. (FESTO, Cilindros de tope DFST, 2014, pág. 14).....	234
Figura 210 CAD electroválvula y placa intermedia.	235
Figura 211 CAD electroválvula, placa intermedia y pistón DFST.....	235
Figura 212 CAD electroválvula, placa intermedia, pistón DFST y cable con zócalo cuadrado.....	236
Figura 213 Ubicación del sensor magnetoresistivo SME-/SMT-8.....	237
Figura 214 Diagrama de Fases.....	240
Figura 215 Interfaz Humano-Maquina.	241
Figura 216 Esquema neumático simulación tope mecánico	242
Figura 217 Esquema neumático simulación tope móvil.....	243
Figura 218 Esquema neumático simulación mecanismo nivelador.....	244
Figura 219 Esquema de lógica de control en lenguaje KOP (LADDER)..	247
Figura 220 Etapa 1 del control, Levantamiento de Topes.....	248
Figura 221 Etapa 2 del control, Paso de tubos.	249
Figura 222 Etapa 3 del control, Inicio de movimiento de rodillos.	250
Figura 223 Etapa 4 del control, fin de movimiento de rodillos.....	252
Figura 224 PLC S7-1200 CPU 1214 DC/DC/DC (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 25 sec. 4).....	255
Figura 225 Módulo de entradas digitales SM1221. (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 41 sec. 4).	256
Figura 226 Tarjeta de salidas digitales SB1222. (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 50 sec. 4).....	256
Figura 227 Sensor Opto-Bero con IQ Sense, forma K80. (Catálogo FS 10 · 2004/2005, 2015, pág. 2/5).....	259
Figura 228 Variador de frecuencia SINAMICS G110. (SIEMENS, SINAMICS Drives and SIMOTICS Motors for Single-Axis Applications , 2015, pág. 3 sec. 3).....	261
Figura 229 Panel Básico de Operador (BOP) (SIEMENS, SINAMICS Drives and SIMOTICS Motors for Single-Axis Applications ,	

2015, pág. 10 sec. 3).	261
Figura 230 Panel táctil KTP400 Basic (SIEMENS, SIMATIC HMI Panels , 2015).....	263
Figura 231 Driver de motores a pasos GeckoDrive G201X (G201X / G210X Revision 6 Manual, 2015, pág. 1).	265
Figura 232 Esquemático de conexión eléctrica del driver de motor.	266
Figura 233 Disyuntor de la serie 5SJ41-HG40 (SIEMENS, Product Profile: 5SJ4...-HG4. Miniature Circuit Breakers, 2015, pág. 6/19).....	267
Figura 234 Disyuntor de la serie 3VT1 (SIEMENS, 3VT Molded Case Circuit Breakers up to 1600 A , 2015, pág. 1).	268
Figura 235 Prototipo en software antes de ser implementada su construcción.....	269
Figura 236 Detalle mecanismo “Tope fijo o mecánico”	270
Figura 237 Detalle mecanismo “Tope móvil”	271
Figura 238 Detalle rodillo motorizado junto con su respectivo embrague.....	272
Figura 239 Detalle de los respectivos niveladores.....	272
Figura 240 Impresión en 3D.	276
Figura 241 Trabajo en el laboratorio de la Universidad Politécnica del Ejército- Espe.....	276
Figura 242 Impulsadores en su fabricación.	277
Figura 243 Pistones en su fabricación.	277
Figura 244 Mecanismo tope móvil en su fabricación.	277
Figura 245 Rodillos en su fabricación y prueba de resistencia de tope fijo.	278
Figura 246 Perfiles antes de ser soldados.....	278
Figura 247 Comprobación de medidas y colocación de cada uno de los perfiles una vez que fueron soldados.	278
Figura 248 Pruebas del deslizamiento del tubo por la respectiva inclinación de un grado de la mesa.....	279
Figura 249 Verificación de medidas una vez ubicado todos los perfiles	

de la máquina sobre la base del prototipo.	279
Figura 250 Accidente sufrido por la caída de la base del prototipo a la carretera.	280
Figura 251 Nueva fabricación de la base para el prototipo, bastante más costosa pero estéticamente muy superior a la destruida.	280
Figura 252 Atornillado y ubicación de cada uno de los mecanismos a la mesa.	280
Figura 253 Parte mecánica culminada.....	281
Figura 254 Parte mecánica culminada 2.....	281
Figura 255 Inicio del cableado tanto neumático como eléctrico.....	282
Figura 256 Últimos detalles del prototipo final.	282
Figura 257 Prototipo Final.....	283
Figura 258 Placas de 5 válvulas 5/2 vías. (Amazon, 2015).	284
Figura 259 Válvulas estranguladoras. (Amazon, 2015).	285
Figura 260 Racores para conexión. (Amazon, 2015).....	285
Figura 261 Evidencia de conexión neumática 1.....	286
Figura 262 Evidencia de conexión neumática 1.....	286
Figura 263 Evidencia de conexión neumática 3.....	287
Figura 264 Arduino Mega (Arduino, 2015).....	288
Figura 265 Driver de motor a pasos modelo A4988. (Pololu, 2015).	289
Figura 266 Placa de control de Motores a pasos.....	290
Figura 267 Placa de control de salidas por relé.	291
Figura 268 Placa de acondicionamiento de Fines de Carrera.	292
Figura 269 Placa de acondicionamiento sensores fotoeléctricos.....	293
Figura 270 HMI pantalla 1.....	294
Figura 271 HMI pantalla 2.....	295
Figura 272 HMI pantalla 3.....	296

RESUMEN

SERTECPET S.A, es una empresa Ecuatoriana que genera soluciones integrales para el sector energético. Cuenta con oficinas en Quito y El Coca del Oriente ecuatoriano. Esta empresa adquirió una sierra CNC H32A y necesita de una máquina adjunta que alimente en forma alineada más de un tubo a la vez, para cortarlos sin necesidad de operadores. El trabajo inició con el diseño de la máquina en dimensiones reales con todos los detalles para ser construida en el lugar que la empresa lo requiera. Para demostrar su funcionamiento, se fabricó un prototipo a escala de 4 a 8 veces menor, en el que se demuestran las características de la maquina concebida originalmente. La máquina tiene capacidad para soportar tubos de hasta 13 3/8 pulgadas de diámetro y longitudes máximas de 12 metros. La empresa posee en su planta de producción una mesa con inclinación de un grado, donde por gravedad los tubos se ubican uno junto al otro y son detenidos por un tope abatible. A través de un segundo mecanismo, el operador configura el número de tubos que pasarán a ser cortados. Posteriormente llegan a una etapa llamada mesa de alimentación la que cuenta con 6 rodillos, 4 de ellos motrices que son los que permiten, junto a otros mecanismos, la nivelación y el transporte de los tubos hacia la sierra CNC. El proyecto cumplió los tiempos establecidos, todos los requerimientos y fue aprobado por la Escuela Politécnica de las Fuerzas Armadas - ESPE, y por SERTECPET S.A.

PALABRAS CLAVE:

- **TREN DE RODAJE**
- **CNC**
- **FACTOR DE SEGURIDAD**
- **FACTOR DE SERVICIO**
- **RODILLOS MOTRICES**

ABSTRACT

SERTECPET S.A., is an Ecuadorian company that creates solutions for the energy sector. The company has offices in Quito and in El Coca, it acquired a H32A CNC saw a year ago. The requirement is the design of a machine capable of aligning tubes so that the saw can cut more than one tube at a time. The work began with the design of the machine in real life dimensions with all detail, to be built on the location required by the company. In order to demonstrate its operation, a prototype was made a scale 4 to 8 times smaller, which shows the features of the machine originally conceived. The machine is able to handle pipes up to 13 3/8 inches in diameter and a maximum length of 12 meters. The company has a table, with a slope of 1°, where pipes are currently buffered. Pipes slide due to gravity, finally hitting a swinging bumper. By the means of a second mechanism the pipes are selected by the operator. The operator needs to specify the diameter and the number of pipes needed for the adequate operation of the machine. After, these fall into 6 rollers, 4 of which are connected to an AC motor and a DC clutch. This mechanism allows for the CNC saw to feed tubes when needed by clutching the rollers allowing them to move freely. The project met the established times and requirements and now it is approved by Universidad de las Fuerzas Armadas – “ESPE”, and by SERTECPET S.A.

KEY WORDS:

- **ROLLERS**
- **CNC**
- **FEEDING TABLE**
- **SERVICE FACTOR**
- **SAFETY FACTOR**

CAPITULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1 Antecedentes

SERTECPET, es una empresa que genera soluciones integrales para el sector energético; provisiona productos, servicios, ingeniería, diseño, construcción y montaje de facilidades de producción on-shore & off-shore. Persigue satisfacer los requisitos del cliente y demás partes interesadas; sus integrantes, están comprometidos con la protección del ambiente, la prevención de incidentes y enfermedades laborales en todas sus actividades. También proporciona productos y servicios a través del mejoramiento continuo de todos sus procesos. Apoyada en su capital humano e innovación tecnológica, cumple con la legislación vigente en cada país donde mantiene operaciones.

Se tomó contacto con Ing. Byron López, presidente de SERTECPET, Se pidió que se enlisten temas que podrían apoyar a la empresa en sus actividades y como resultado se obtuvieron varios temas. Después se pidió lluvia de ideas acerca de cada uno de los temas para que así se pueda escoger el que más sea acorde con las expectativas para una tesis en la carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Se decidió dar solución al tema de automatización del sistema de entrada de tubos a la sierra CNC. La empresa solicitó que se desarrolle el diseño y simulación del tema expuesto en siguiente perfil de tesis: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN TREN DE RODAJE DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS, PARA LA EMPRESA SERTECPET S.A.".

La empresa exige que el proyecto tiene que ser evaluado bajo parámetros técnicos y financieros, debe contener los respectivos planos, las diferentes simulaciones para los diseños debidamente calculados, especificaciones de fabricación y análisis de costos directos, indirectos y totales, etc.

Por otro lado, para obtener la titulación correspondiente, se realizará la construcción de un prototipo a escala de la máquina. Este prototipo representará y certificará la funcionalidad de cada uno de los mecanismos diseñados y la correcta implementación del sistema de control.

Como proyectos afines se puede mencionar los siguientes; Implementación de un dedo mecánico automático que nivele los tubos y los ingrese a la sierra, desarrollo de una banda transportadora omnidireccional que nivele e ingrese los tubos en un solo movimiento, elaboración de una mesa semiautomática que ejecute uno u otro movimiento (nivelación o ingreso).

Como proyectos complementarios se puede mencionar los siguientes; automatización de todo el proceso posterior del ingreso de los tubos a la sierra realizando un control de calidad del corte con visión artificial para realizar una inspección completa del proceso con un sistema de cámaras de control (señales, funcionamiento, comunicación....) eliminando todo operario en sistema de corte CNC.

1.2 Definición del problema

El proyecto consistirá en el: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN TREN DE RODAJE DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS, PARA LA EMPRESA SERTECPET S.A.”.

El propósito de este diseño es poder automatizar en el mayor grado posible el proceso descrito. Tras conversaciones con la empresa y dado el peso a ser manipulado, la cantidad de tubos y el entorno de trabajo, se determinó que se debería realizar el diseño únicamente con un factor de seguridad mayor a 4 unidades y analizar la posibilidad de no manejar energía hidráulica por su alto costo, teniendo en cuenta también que se utilizará energía eléctrica para sensores, controladores, accionamientos... Todo esto deberá ejercer y generar las fuerzas necesarias para manejar el peso deseado donde sea necesario, estabilizar los movimientos, nivelar los tubos e ingresarlos a una SIERRA CNC.

Hay que recalcar que el proyecto nació de la idea de optimizar tiempos y costos y cortar más de un tubo por vez, con casi ninguna intervención humana hasta la entrada de los tubos para el corte.

El móvil será manejado automáticamente por un PLC el que ejecutará las órdenes de movimiento según el diámetro del tubo que se está manejando, comandos automáticos para activar los pistones, nivelación y transporte de los tubos, activación o desactivación de rodillos, motores, etc. Además bajo especificaciones dadas por la empresa, el proceso consistirá y se adaptará a una mesa ya construida que será la base del tren de rodaje.

1.3 Objetivos:

1.3.1 General

Diseñar y construir un prototipo de un tren de rodaje de alimentación de tubos, para la empresa Sertecpet s.a.

1.3.2 Específicos

1. Diseñar los componentes mecánicos del sistema semi automático planteado, incluyendo su respectiva evaluación de la mesa ya construida.
2. Diseñar los sistemas de control y la parte eléctrica-electrónica indispensables para la acción de los mecanismos de la máquina.
3. Construir un prototipo de los componentes mecánicos a una escala lo suficientemente didáctica para apreciar el comportamiento funcional de la máquina.
4. Construir un prototipo de los sistemas de control y de la parte eléctrica-electrónica, en su respectiva escala para representar los mecanismos de la máquina en general.
5. Evaluar económicamente lo mejor para la empresa que auspicia el proyecto, tomando en cuenta precios en el mercado, costos directos, costos indirectos, mano de obra, tiempos y personal.

1.4 Justificación e importancia

De las civilizaciones más tempranas hasta el comienzo de la Revolución industrial, los seres humanos utilizaron energía muscular, habilidades organizativas y mecánicas ingeniosas para ejecutar procesos que poco a poco fueron ganando dificultad. En la época antigua todos los procesos eran realizados por el ser humano y ahora con ayuda de diferentes maquinarias se ha desplazado de cierta manera del ser humano para realizar uno u otro proceso. El tema ahora es automatizar la mayor cantidad de procesos industriales con el fin de dar un completo paso a la Mecatrónica como la ingeniería del siglo XXI.

En general el ingeniero mecatrónico busca ser un profesional con bases sólidas en ciencias básicas y en ciencias de la ingeniería, especializado en áreas relacionadas con la automatización industrial, innovación en el diseño, construcción de dispositivos y máquinas inteligentes; además tiene como referencia el desarrollo sostenible. Con estas bases se tiene gran porcentaje de conocimiento en lo que se quiere desarrollar como proyecto de tesis.

SERTECPET tiene como objetivo semi automatizar un proceso en la base del Coca. Este proceso se basa, en términos generales, en semi automatizar un tren de rodaje que alimentará tubos de diferentes diámetros a una sierra CNC. La semi automatización se realizará para cumplir con un proceso específico requerido, aumentar precisión en el proceso, disminuir riesgos, disminuir personal y para hacer que el sistema maneje cargas que una sola persona no podría levantar sin la ayuda de alguna otra máquina que igual representaría inversión.

Se realizará por tanto una tesis con el fin de aumentar la productividad y la calidad del proceso ahorrando costos a largo plazo. La empresa proyecta cortar alrededor de 1.000 tubos por mes. Además se aumentará la seguridad industrial y se optimizarán tiempos y espacios. Se limita el uso de personal, ya que la máquina será autónoma, gracias al control industrial ejercido por un PLC.

Al realizar un sistema semi automático se logrará implementar una máquina que trabaje a cualquier momento del día y cuántas veces sean necesarias, además de que el manejo sería totalmente funcional y adaptable para posibles modificaciones si las necesidades de la empresa así los requieran. El diseño a realizarse garantizará funcionalidad y optimización.

1.5 Alcance del proyecto

El proyecto consistirá en el DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UN TREN DE RODAJE DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS, PARA LA EMPRESA SERTECPET S.A., además la simulación en software será de cada una de las partes.

La máquina será capaz de abastecer una sierra automática, que tiene la capacidad nominal de cortar 28.5 pulgadas. El proceso consistirá en semi automatizar desde el almacenamiento hasta la entrada de los tubos a la sierra. Para esto se adaptará el diseño a una estructura ya construida (mesa ya instalada). La mesa consta de un cierto grado de inclinación que permitirá que los tubos deslicen por ella hasta una cadena de 5 topes mecánicos, que sostendrán los tubos. La mesa contará con 84 pulgadas libres para almacenar

42 tubos de 2 pulgadas o 6 tubos de 13 3/8 pulgadas. Esta parte se denominará mesa o módulo de almacenamiento.

En este momento a través de una orden del operador según el diámetro y número de tubos que requiere, a través de un mecanismo se sostendrá los tubos que no tienen que pasar a la siguiente etapa llamada mesa o módulo de alimentación. Inmediatamente el tope, que tendrá un mecanismo abatible, se retraerá para permitir que pasen los tubos que fueron solicitados por el operador. Por otro lado, hay que tomar en cuenta que cada grupo de tubos debe alinearse antes de entrar a la sierra, para esto se propone crear un mecanismo de varios motores y topes de nivelación.

Finalmente en el módulo de ingreso los respectivos motores, sus embragues y los topes niveladores realizarán su trabajo de nivelación e ingreso, hasta que la sierra sea la encargada de abastecerse por sí sola. En este momento se embragará para que los rodillos se manejen solos y los tubos se trasladen al interior de la sierra sin dificultad.

CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 Software para simulación de movimiento

Esta herramienta de análisis de movimiento será muy utilizada a lo largo de la realización de la tesis. Con ella se hallarán datos que son muy difíciles de evaluar o que requerirían muchos cálculos y análisis superiores que difícilmente se podrían realizar sin la ayuda de un programa simulador.

El movimiento de los componentes que forman parte de un ensamblaje durante la simulación, estará determinado por varios factores: Los contactos entre las superficies, las propiedades físicas y mecánicas de los componentes, las fuerzas aplicadas tanto al conjunto como a las piezas por separado y el tiempo. Con el software para simulación de movimiento regularémos constantemente todos estos parámetros y además evaluaremos los efectos que estos cambios producen sobre cada uno de los movimientos involucrados.

En un análisis de movimiento también son considerados los efectos de: motores, fuerzas, resortes, amortiguadores, contactos y fricción. Además se tienen en cuenta en los cálculos realizados, las restricciones de movimiento, las propiedades de los materiales, la masa y los contactos entre componentes. Por tanto un estudio de movimiento es una simulación gráfica de movimiento para modelos de un ensamblaje donde se pueden configurar propiedades visuales, iluminación y perspectiva de cámara. Por otro lado hay que aclarar que estos estudios no modifican el modelo de un ensamblaje ni sus propiedades, sino que simulan y animan el movimiento prescrito.

Para ejecutar un análisis de movimiento se tienen que conocer ciertos parámetros indispensables a la hora de utilizar el software. Estos son:

1. Los movimientos involucrados; para establecer correctamente las relaciones de posición y ejercer el movimiento esperado con las condiciones necesarias para la ejecución funcional y dinámica.
2. Manejar los comandos del solver correctamente para de esta manera evaluar de manera más precisa el movimiento involucrado.
3. Manejar el solver desde una computadora sofisticada para evitar tiempos infructuosos a la hora de resolver una simulación de movimiento.

A continuación se muestran ciertas técnicas que ayudarán al desempeño correcto de un análisis de movimiento:

1. Primero se selecciona la opción “Análisis de movimiento” del software CAD de simulación de movimiento.
2. Se selecciona los respectivos contactos y el material de los elementos involucrados en el movimiento, como se puede ver en la Figura 1.

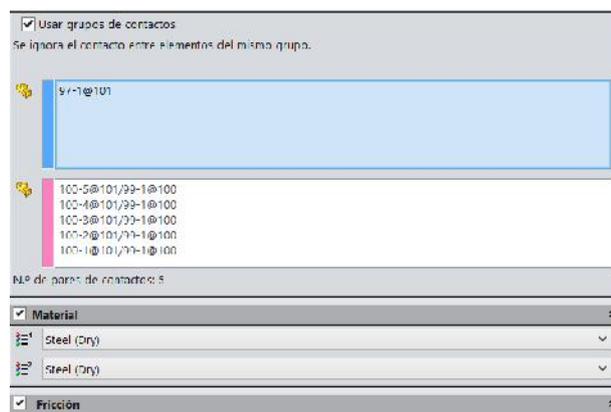


Figura 1. Opciones de contactos entre materiales.

En cuanto a los materiales se puede seleccionar el icono de material para visualizar los valores predefinidos, 8 opciones representativas son las disponibles para la elección (Figura 2):

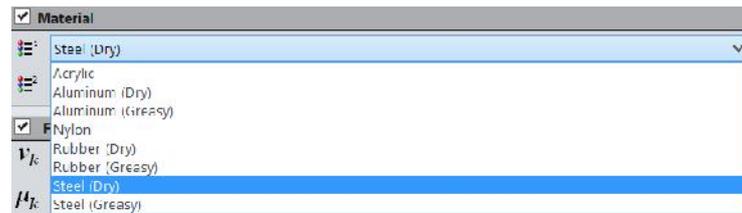


Figura 2. Materiales predeterminados del software de simulación.

Si no escogemos el material predeterminado tenemos que necesariamente dar valores a las propiedades elásticas y de fricción.

3. Como se especificó anteriormente es fundamental escoger las relaciones de posición necesarias, se aconseja que las relaciones que impiden el movimiento se coloquen en una carpeta y se las suprima en el ensamblaje, para así tener un correcto funcionamiento del movimiento.
4. Es indispensable colocar gravedad al movimiento estudiado.
5. Posteriormente se ejecuta el análisis, que tomará un tiempo considerable. Para la ejecución existen también varias opciones de precisión y tipos de estudio (Figura 3).

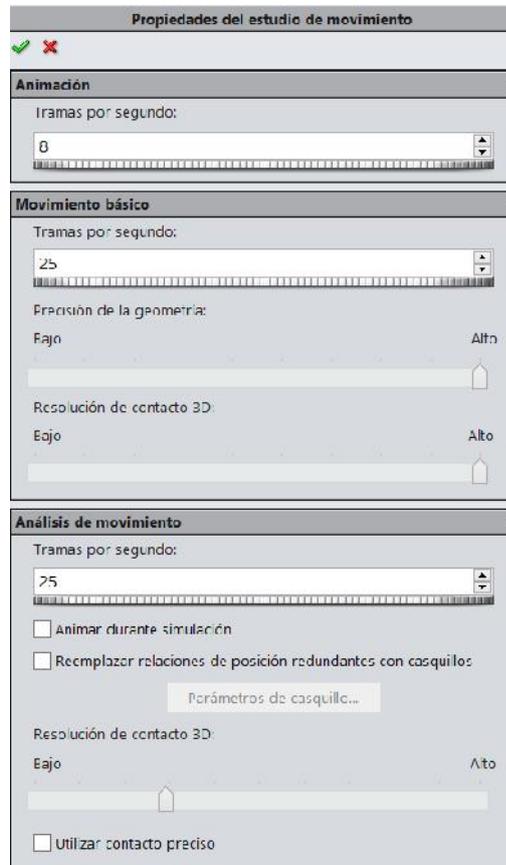


Figura 3. Propiedades del estudio de movimiento.

Como se puede observar existen diferentes niveles de precisión y evaluación para los diferentes estudios de movimiento que se requieran realizar. Los valores y las opciones a escoger dependen sobre todo del tipo de procesador que se utilice.

6. Finalmente se obtienen los resultados que constan de trazados con valores e información fundamental del estudio de movimiento, varias opciones son las disponibles para la ejecución del trazado (Figura 4).

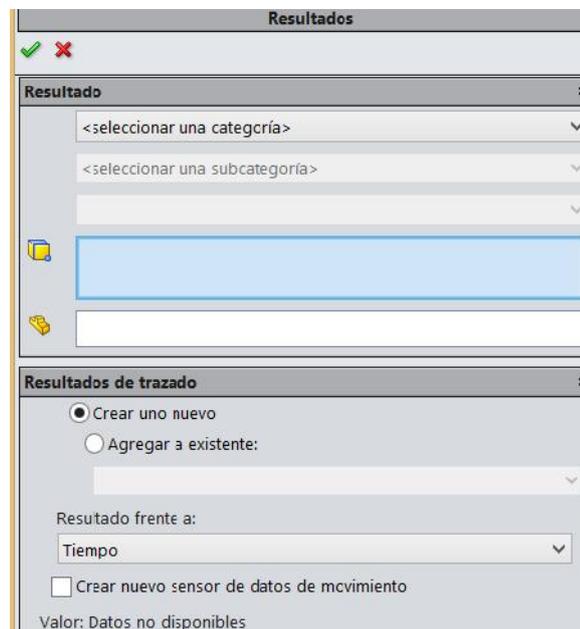


Figura 4. Recuadro de resultados y trazados del software de simulación.

Para cada una de las pestañas existen varias opciones (Figura 5):

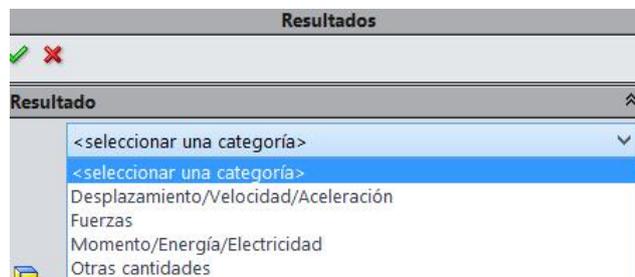


Figura 5. Opciones de resultados de simulación.

Y en cada una de las categorías se escoge lo que realmente se necesita para realizar el estudio.

Un estudio de movimiento es muy útil si se conoce su principio y los resultados serán exactos si se establece una precisión correcta y si se tiene un buen ordenador.

2.2 Análisis estático

El software CAD de simulación trabaja con el Método de elementos finitos (FEM). El FEM es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería y está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en diferentes procesadores. El modelo se divide en numerosos elementos pequeños con formas simples que reemplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea.

Los elementos comparten puntos comunes denominados nodos y el proceso de división del modelo en pequeñas piezas se denomina mallado. La respuesta en un elemento, en cualquier momento, se interpola desde la respuesta en los nodos del mismo. Cada nodo está descrito en detalle por un cierto número de parámetros, según el tipo de análisis o del elemento utilizado. Por ejemplo, la temperatura de un nodo describe por completo su respuesta en el análisis térmico. Para el análisis estructural, la respuesta de un nodo está descrita, por lo general, por tres traslaciones y tres rotaciones. Se denominan grados de libertad (GDL). El análisis que utiliza FEM se denomina Análisis de elementos finitos (FEA).

Se realiza un análisis estático y de fatiga para conocer la robustez del diseño de una estructura o pieza. Cuando se aplican cargas a un sólido, el sólido se deforma y el efecto de las cargas se transmite a través del sólido. Las cargas externas inducen fuerzas internas y reacciones para colocar el sólido a un estado de equilibrio. El análisis estático lineal calcula los desplazamientos, las deformaciones unitarias, las tensiones y las fuerzas de reacción bajo el efecto de cargas aplicadas.

El análisis estático lineal, según el software de simulación, realiza las siguientes suposiciones:

- Todas las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan sus magnitudes completas. Las cargas permanecen constantes, sin variación en el tiempo. Esta suposición nos permite ignorar las fuerzas inerciales y de amortiguación debido a pequeñas aceleraciones y velocidades poco significativas. Las cargas que varían con el tiempo y que inducen fuerzas inerciales y/o de amortiguaciones significativas pueden garantizar el análisis dinámico. Las cargas dinámicas cambian con el tiempo y en muchos casos inducen fuerzas inerciales y de amortiguación considerables que no pueden ser despreciadas.
 - Se puede utilizar el análisis estático para calcular la respuesta estructural de los sólidos que giran a velocidades constantes o se trasladan con aceleraciones constantes, ya que las cargas generadas no cambian con el tiempo.
- La relación entre cargas y respuestas inducidas es lineal. Por ejemplo, si se duplica las cargas, la respuesta del modelo; desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones, también se duplica. Puede realizar la suposición de linealidad si:
 - Todos los materiales del modelo cumplen con la Ley de Hooke, esto es “La tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria”.
 - Los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para ignorar el cambio en la rigidez causado por la carga.

- Las condiciones de contorno no varían durante la aplicación de las cargas. Las cargas deben ser constantes en cuanto a magnitud, dirección y distribución. No deben cambiar mientras se deforma el modelo. (Figura 6).

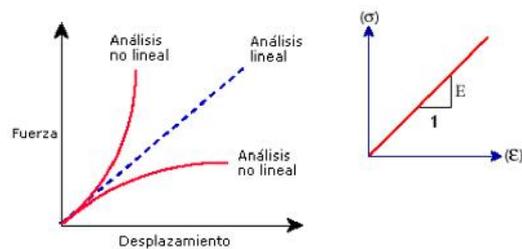


Figura 6. Gráfica fuerza versus desplazamiento. (SolidWorks, 2015)

2.3 Análisis de fatiga

Se realiza un análisis de fatiga cuando se sospecha que la carga y la descarga repetidas, debilitan los objetos a lo largo del tiempo, incluso cuando las tensiones inducidas son considerablemente inferiores a los límites de tensión permitidos. Cada ciclo de fluctuación de tensión debilita al objeto hasta cierto punto. Después de una cantidad de ciclos, el objeto está tan débil que falla. La fatiga es la causa fundamental de error en muchos objetos, especialmente en aquellos hechos en metal.

Los estudios estructurales lineales y no lineales no predicen fallos originados por la fatiga, sino que calculan la respuesta de un diseño sujeto a un entorno específico de restricciones y cargas. Si se consideran las suposiciones de análisis y se determina que las tensiones calculadas están dentro de los límites permitidos, los estudios concluyen que el diseño es seguro en este entorno independientemente de cuántas veces se aplique la carga.

Los resultados de los estudios dinámicos lineales de historia-tiempo, estáticos o no lineales se pueden utilizar como base para definir un estudio de fatiga. El número de ciclos requeridos para la falla de fatiga que ocurrirán en una ubicación depende del material y de las fluctuaciones de tensión. Esta información, para un material en particular, la proporciona una curva denominada curva SN.

El fallo causado por fatiga se produce en tres etapas:

- Etapa uno. Se crean una o más fisuras en el material. Estas fisuras pueden producirse en cualquier parte pero normalmente se producen en los límites, debido a fluctuaciones de tensión más altas. Algunas de las fracturas se producen por las imperfecciones de la estructura microscópica de los materiales y los rayones causados por el montaje o la manipulación de algunos de ellos
- Etapa dos. Las fisuras aumentan su tamaño debido a la carga continua.
- Etapa tres. Continúa deteriorándose hasta que falla.

Las fisuras por fatiga comienzan en la superficie del material. El refuerzo de las superficies del modelo aumenta su vida útil en sucesos de fatiga.

Para iniciar un análisis estático tiene que verificarse lo siguiente:

- Que el elemento o los elementos que intervienen en el análisis estático se puedan mallar sin inconvenientes, caso contrario no se ejecutará el análisis estático posterior.
- Se tiene que evaluar correctamente los contactos, el software determina automáticamente que todos los contactos son de unión rígida en otras palabras que los elementos van con soldadura, pero hay varias situaciones en las que no se debe permitir la penetración y para eso hay

que escoger un contacto sin penetración y la evaluación de elementos finitos será diferente (Figura 7).

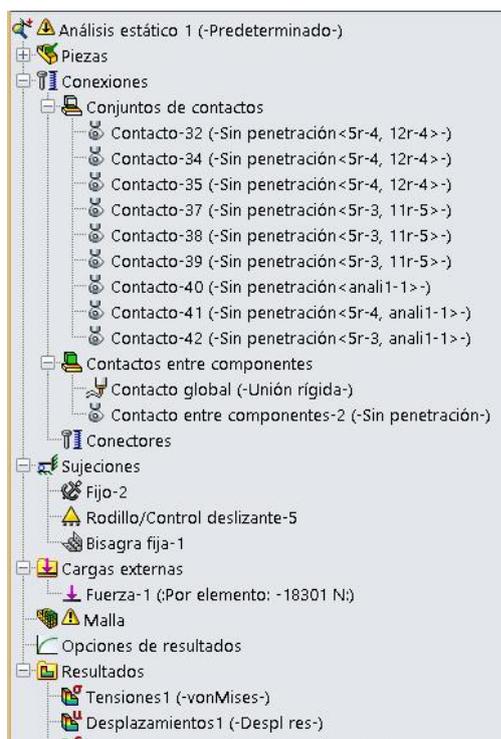


Figura 7. Ejemplo de configuración del programa CAD de simulación.

- En la Figura 7, también podemos observar que ya están definidas tanto las fuerzas como los tres tipos sujeciones.
- Y los resultados obtenidos son 4 tipos posibles: tensiones, desplazamientos, deformaciones y el respectivo factor de seguridad.
- El resultado más importante en este análisis es que el desplazamiento en deformación no superen el milímetro y que el factor de seguridad no sea inferior a 2, siendo este límite el valor inferior.

Nota: los resultados y las explicaciones de los diferentes análisis serán detallados a lo largo de todo el trabajo de tesis.

En cuanto a la fatiga, el programa nos da la opción de que una vez que culmine el análisis estático satisfactoriamente se pueda evaluar y determinar que el objeto no falla si es sometido a un cierto número de ciclos.

La fatiga normalmente se evalúa a un millón de ciclos, LR=0 (Carga no completamente invertida), análisis basado en módulo de elasticidad del material específicamente en curvas de acero al carbono ASMT (parámetros del simulador CAD de elementos finitos). Y se observa que el valor mínimo de carga para que exista un fallo debe ser menor a 1.

2.4 Impacto por vibraciones

Después de analizar las especificaciones y consideraciones a la hora de vulcanizar un caucho, se analiza cual sería el efecto de introducir el caucho en el diseño considerando vibraciones en un fenómeno de impacto (Singiresu, 2012, pág. 157). Se considera que el tope mecánico pesa alrededor de 13.06 Kg y estará recubierto por caucho en todo su frente. El caucho tendrá un módulo de elasticidad que varía entre 0.75 a 1.05 [MPa] (Tabla 21) y tendrá un coeficiente de amortiguamiento de 0.3.

Para conocer las ubicaciones de los elementos correspondientes al conjunto de caucho, las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes y la tabla de los materiales, revisar MCT-15-02A del Anexo1.

A continuación se presentan los cálculos por vibraciones, realizados y pedidos por los directores de tesis para analizar el impacto de forma teórica:

Masa cayendo

$$m_1 = 5400[\text{kg}]$$

Características del caucho:

$$\text{Densidad del caucho dada por Sealco: densidad} = 1.45 * 10^{-3} \left[\frac{\text{k}}{\text{c}^3} \right]$$

$$\text{ancho} = 150[\text{mm}]$$

$$\text{alto} = 294.1[\text{mm}]$$

$$\text{Area1} = \text{ancho} * \text{alto} = 0.044[\text{m}^2]$$

$$\text{largo} = 40[\text{mm}]$$

$$\text{Volumen} = \text{Area1} * \text{largo} = 10765 * 10^{-3}[\text{m}^3]$$

$$\text{peso} = \text{Volumen} * \text{densidad} = 2.559[\text{kg}]$$

$$\text{Masa} = \text{peso} = 2.559[\text{kg}]$$

Primero aplicamos el principio de conservación de movimiento, y la definición del coeficiente de restitución para encontrar la velocidad inicial del yunque. Sean V_{t1} y V_{t2} , respetivamente, las velocidades del tubo justo antes y después del impacto. Asimismo, sean V_{a1} y V_{a2} , las velocidades del caucho del tope justo antes y después del impacto, respectivamente. El desplazamiento del caucho del tope se mide a partir de su posición de equilibrio estático y todas las velocidades se consideran positivas en dirección al impacto estudiado (descenso de los tubos). Por tanto los resultados son los siguientes:

$$\text{Masa} * (V_{a2} - V_{a1}) = m_1 * (V_{t2} - V_{t1})$$

Donde $V_{a1}=0$ (el caucho del tope está en reposo antes del impacto) y V_{t1} se determina igualando la energía cinética justo antes del impacto a su energía potencial antes de que caiga desde una altura igual a 13.5 milímetros aproximadamente.

$$V_{t1} = \sqrt{2 * g * h}$$

$$V_{t1} = 514.567 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

El valor 514.567 es aproximado a la velocidad de la simulación calculado en apartados posteriores ().

Aplicando el coeficiente de restitución:

$$r = \frac{(V_{a2} - V_{t2})}{(V_{a1} - V_{t1})}$$

$$0.4 = \frac{(V_{a2} - V_{t2})}{(V_{a1} - V_{t1})}$$

Resolviendo las dos ecuaciones tenemos como resultado:

$$V_{a2} = 0.72 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Primero obtenemos los valores de K (coeficiente elástico) aplicando la fórmula:

$$K = A1 * \frac{E1}{L1}$$

Teniendo los valores del módulo de elasticidad del resorte en un rango de:

$$E = 0.75 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \text{ a } 1.05 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

De esta manera se tiene un rango de:

$$K = 8.272 * 10^5 \left[\frac{N}{m} \right] \text{ a } 1.158 * 10^6 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Continuamos con el análisis vibratorio:

Por investigaciones el coeficiente de amortiguamiento es:

$$\zeta = 0.3 \left[\frac{m}{s} \right]$$

El coeficiente de amortiguamiento viscoso lo obtenemos de:

$$\zeta = \frac{c1}{2 * \sqrt{K * Masa}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Donde c1 es el coeficiente de amortiguamiento viscoso.

Obteniendo con este dato el rango para c1:

$$c1 = 872.875 \left[\frac{kg}{s} \right] \text{ a } 1033 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Rango para la frecuencia natural amortiguada (ω_d) y la frecuencia natural del sistema (ω_n):

$$\omega_n = 568.574 \left[\frac{1}{s} \right] \text{ a } 672.745 \left[\frac{1}{s} \right]$$

$$\omega_d = 542.385 \left[\frac{1}{s} \right] \text{ a } 641.758 \left[\frac{1}{s} \right]$$

La ecuación para calcular el desplazamiento resultante está dada por:

$$x(t) = e^{-\zeta * \omega * t} \left(\frac{V a_2}{\omega_d} \right) * \sin(\omega_d * t)$$

La respectiva derivada igualada a cero para saber la t donde x es máximo es:

$$0 = e^{-\zeta * \omega_n * t} * Va_2 \left(\frac{\zeta * \omega_n * \sin(\omega_d * t)}{\omega_d} + \cos(\omega_d * t) \right)$$

Despejando T obtengo:

$$t = \frac{\text{atan}\left(\frac{-\omega_d}{\zeta * \omega_n}\right)}{\omega_d}$$

Con el respectivo rango de resultados de:

$$t = 2.334 * 10^{-3}[\text{s}] \text{ a } 1.973 * 10^{-3}[\text{s}]$$

$$x(\text{max}) = e^{-\zeta * \omega_n * t} \left(\frac{Va_2}{\omega_d} \right) * \sin(\omega_d * t)$$

$$x(\text{max}) = 8.505 * 10^{-4}[\text{m}] \text{ a } 7.188 * 10^{-4}[\text{m}].$$

Datos suficientes para hallar la primera magnitud de la fuerza:

$$\text{Fuerza} = x_{\text{max}} * K = 703.464 [\text{N}] \text{ a } 832.35 [\text{N}]$$

Al sacar la derivada obtenemos X (punto):

$$X_{\text{punto}}: e^{-\zeta * \omega_n * t} * Va_2 \left(\frac{\zeta * \omega_n * \sin(\omega_d * t)}{\omega_d} + \cos(\omega_d * t) \right)$$

$$X_{\text{punto}} = 0.29 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Obtenemos la otra componente de la fuerza:

$$\text{Fuerza} = c1 * X_{\text{punto}} = 253.247 \text{ [N]} \text{ a } 299.646 \text{ [N]}$$

Finalmente hallamos la fuerza total con resultante de las dos magnitudes de fuerzas halladas:

$$\mathbf{F} \quad \mathbf{T} = 7.6 \text{ [N]} \text{ a } 8.6 \text{ [N]}.$$

2.5 Embrague

Un embrague es un elemento mecánico utilizado para conectar una flecha conductora a una flecha conducida, con el fin de que el elemento conectado a la flecha conducida pueda ser movido o detenido sin necesidad de detener la flecha conductora. Proveen de una conexión interrumpible entre dos flechas en rotación.

Los métodos de conexión entre los elementos en movimiento se los puede categorizar de la siguiente manera:

- Embragues cónicos
- Embragues de expansión radial
- Embragues con discos de fricción
- Embragues de banda contraíble

Los embragues cónicos tienen aplicaciones similares a los de discos de fricción, con la distinción que en lugar de discos en rotación, este tipo de embrague utiliza dos superficies cónicas en contacto.

El embrague cónico permite transmitir torques mayores a los que se pueden obtener mediante el uso de un embrague de discos de fricción, esto debido al efecto de cuña que produce la conicidad de los elementos.

Los elementos del embrague cónico son los siguientes (Figura 8):

1. Cono hembra (verde) y macho (azul).
2. Flecha
3. Superficie de fricción. También se la coloca en el cono hembra.
4. Resorte o muelle. Retorna el cono macho a su posición original luego utilizando el control de embrague.
5. Control de embrague. Separa o une los dos conos, permitiendo la transmisión de torque a la flecha.

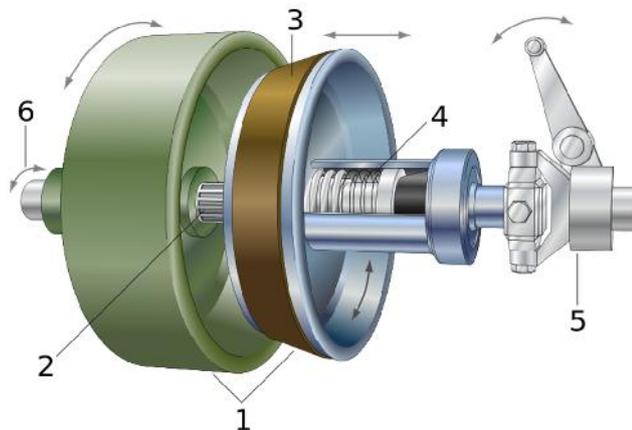


Figura 8. Elementos de un embrague cónico. (Wikipedia, 2015)

Entre los embragues de expansión radial, el más común es el embrague centrífugo. Este utiliza la fuerza centrífuga para conectar dos flechas concéntricas. Es muy utilizado a grandes velocidades debido a que mejora su transmisión.

Los elementos que posee un embrague centrífugo son los siguientes (Figura 9):

1. Agujero de entrada de la flecha transmisora.
2. Contrapeso.
3. Pin cilíndrico.
4. Resorte de tensión.
5. Recubrimiento de material para fricción.
6. Tambor rotatorio de salida.

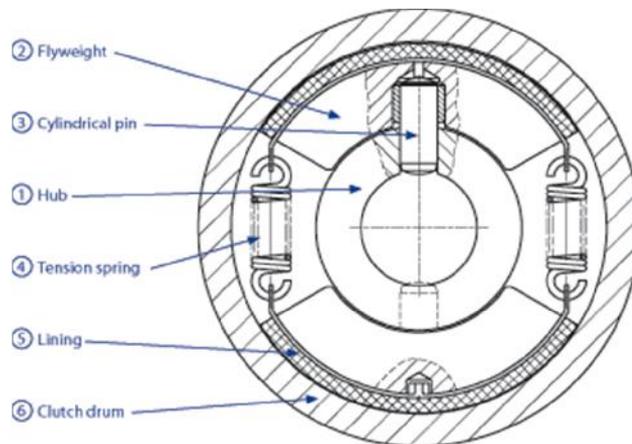


Figura 9. Elementos de un embrague centrífugo. (Clark, 2015).

Una de las ventajas del embrague centrífugo es que permite que los motores de combustión interna se detengan cuando la flecha de salida sufre una disminución de velocidad o se detiene abruptamente. Muy utilizado en cortadoras de césped y moto sierras.

Existen en el mercado muchos embragues que combinan la acción de las diferentes categorías para obtener mejores resultados tanto en el acoplamiento como el desacoplamiento de las flechas.

Adicionalmente, existe la distinción entre los embragues de fricción, y los de desplazamiento positivo. En el primer caso, los embragues están diseñados para reducir el impacto proveniente del acople de las flechas. De igual manera, sirve como elemento de protección y seguridad, debido a que empieza a deslizar cuando se excede su torque máximo, lo que protege a otros elementos mecánicos propensos a daños.

Los embragues positivos están diseñados para transmitir torque sin deslizamiento. El embrague de mandíbula recta es el más común debido a su capacidad de transmitir movimiento en ambas direcciones, mientras que el embrague de mandíbula en espiral permite la transmisión unidireccional del movimiento (Figura 10).

Si se requiere desacoplar las flechas bajo carga, es necesario que las mandíbulas tengan un acabado superficial extra fino, además de lubricación adecuada. Son utilizados en ocasiones en las que la inercia del objeto a rotar es relativamente pequeña.

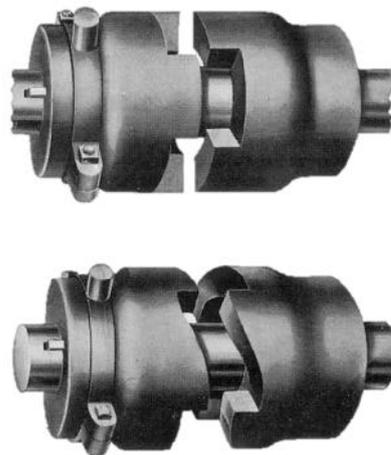


Figura 10. Embrague de mandíbula recta y en espiral. (Wallace, 2015)

2.5.1 TIPOS DE EMBRAGUES

2.5.1.1 Embrague Electromagnético.

También conocidos como embragues electromecánicos debido a que utilizan electricidad para su operación pero transmiten torque de manera mecánica.

Son los más apropiados para operación remota debido a que no existen mecanismos adicionales para controlar su acoplamiento y desacoplamiento. Tiene una operación rápida y suave, sin embargo existe el riesgo de sufrir sobre calentamiento debido a que se disipa energía cada vez que el embrague se acopla.

El modo de operación de los embragues electromagnéticos con placa de fricción es el siguiente (Figura 11):

- El cuerpo del estator (1) contiene a la bobina de campo (2), que es una bobina de cobre usualmente recubierta de una resina sintética.
- El embrague se activa mediante la aplicación de una corriente eléctrica directa a la bobina de campo. Esto genera un campo magnético que atrae de manera electromagnética el disco de la armadura (4) en dirección a la entrada del eje motriz, o flecha (7). La armadura posee un recubrimiento (3) que facilita la fricción entre las superficies lo que permite que se pueda transmitir torque desde la entrada hacia la salida.
- El eje de salida (6) se separa del eje de entrada cuando se corta el suministro de corriente. Un muelle de retorno se asegura que el disco de fricción de la armadura se separe completamente del eje de entrada.

Todas las referencias se realizaron tomando en consideración la Figura 11.

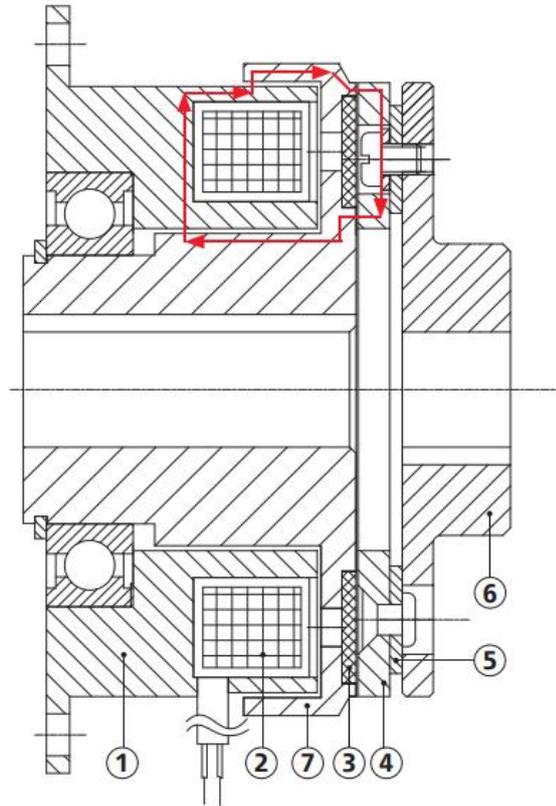


Figura 11. Elementos de un embrague electromagnético coaxial de placa de fricción. (Suco, 2015).

Dependiendo del tamaño y capacidad el embrague, la instalación debe proveer de una separación entre la armadura y el eje de salida de entre 0.2 y 0.5 milímetros. El propósito de esta separación es asegurarse de la completa separación entre el eje de salida y el de entrada cuando no se ha aplicado energía eléctrica.

2.5.1.2 Embrague electromagnético de discos múltiples

Son utilizados para entregar de torques extremadamente altos en un espacio relativamente pequeño. Se los puede utilizar secos o con un baño de aceite, lo que aumenta de manera considerable su capacidad de disipar calor haciéndolos apropiados para aplicaciones como motores de múltiples velocidades y maquinas herramientas.

Su forma de operación es muy similar al embrague de placa de fricción descrito anteriormente con la diferencia de que no se conecta la armadura con el eje de entrada pero se aplastan discos de fricción entre la armadura y el rotor. Existe deslizamiento de las placas hasta que la velocidad tanto de entrada como de salida se igualan, esto sucede relativamente rápido (0.2 – 2 segundos)

2.5.1.3 Embrague electromagnético de dientes

Este tipo de embrague es capaz de transmitir la mayor cantidad de torque en el tamaño más pequeño posible. Debido a que el torque se lo transmite sin deslizamiento, es ideal para aplicaciones en las que la temporización es importante. De igual manera es necesario considerar que existen embragues que se conectaran solamente en una posición en la que los dientes se logren alinear de manera correcta.

Son capaces de trabajar tanto de manera seca como en baño de aceite, por lo que son adecuados para cajas de cambios. Una de sus desventajas es que no pueden ser utilizados a grandes velocidades de acoplamiento (>50rpm) debido a que puede ocurrir daño en los dientes del embrague cuando intenten conectarse.

2.5.1.4 Embrague electromagnético de partículas

Es un tipo de embrague electromagnético especial debido a que no utiliza placas de fricción de ningún tipo. En su lugar, utiliza un polvo fino de una material susceptible al magnetismo para conectar mecánicamente las dos flechas.

Su forma de funcionamiento consiste en que al aumentar la corriente en el bobinado, las partículas empiezan a compactarse y endurecerse. Esto causa fricción entre la flecha de entrada y de salida, lo que permite la transmisión de torque.

Una de sus particularidades es que permite el control preciso del torque de salida mediante el incremento o el decremento del campo magnético en la bobina. Esto permite realiza un control de tensión en aplicaciones de bobinado y control de tensión.

2.5.1.5 Embrague electromagnético con histéresis.

Es el tipo de embrague que permite un mejor control del torque transmitido entre la entrada y salida. Su construcción es diferente a los embragues anteriores debido a que no existe contacto entre los elementos conectados a la flecha de entrada y salida como si ocurría en los modelos anteriores.

En el embrague de histéresis, el disco de histéresis está conectado al eje de salida del embrague, y el rotor al eje de entrada. Existe también un cuerpo fijo que contiene a la bobina. Al energizarse la bobina, se produce un flujo magnético. Este pasa hacia la porción del campo del rotor. El disco de histéresis pasa físicamente a través del rotor sin tener contacto con él. Estos discos tienen la propiedad de magnetizarse dependiendo de la fuerza del flujo magnético.

Esto significa que a medida que el rotor magnetizado rota, un arrastre magnético ocurre entre el rotor y el disco de histéresis causando que el rotor arrastre al disco transmitiendo torque entre el eje de entrada y el de salida. La fuerza con la que le arrastra tiene relación con la corriente aplicada a la bobina de campo.

Una vez removida la energía eléctrica, cada elemento es libre de rotar independiente del otro.

CAPITULO 3: ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se analizarán las diferentes opciones que se tienen para el diseño de la máquina, para lo que se planteará criterios-conceptos de selección con una respectiva ponderación para cada uno de ellos, con el fin de evaluar las alternativas más convenientes.

3.1 Análisis de alternativas

En este apartado se describirán los conceptos generales que se tienen de la máquina a diseñar, se contará con tres conceptos diferentes, que con la ayuda de la matriz de selección se determinará con cual se trabajará a lo largo del diseño.

3.1.1 CONCEPTO 1

La máquina será capaz de abastecer una sierra automática, que tiene la capacidad nominal de cortar 28.5 pulgadas. El proceso consistirá en semi automatizar desde el almacenamiento hasta la entrada de los tubos a la sierra. Para esto se adaptará el diseño a una estructura ya construida (mesa ya instalada). La mesa consta de un cierto grado de inclinación que permitirá que los tubos deslicen por ella hasta una cadena de 5 topes mecánicos, que sostendrán los tubos. La mesa contará con 84 pulgadas libres para almacenar 42 tubos de 2 pulgadas o 6 tubos de 13 3/8 pulgadas. Esta parte se denominará mesa o módulo de almacenamiento.

En este momento a través de una orden del operador según el diámetro y número de tubos que requiere, a través de un mecanismo se sostendrá los tubos que no tienen que pasar a la siguiente etapa llamada mesa o módulo de alimentación. Inmediatamente el tope, que tendrá un mecanismo abatible, se retraerá para permitir que pasen los tubos que fueron solicitados por el operador. Por otro lado, hay que tomar en cuenta que cada grupo de tubos debe alinearse antes de entrar a la sierra, para esto se propone crear un mecanismo de varios motores y topes de nivelación.

Finalmente en el módulo de ingreso los respectivos motores, sus embragues y los topes niveladores realizarán su trabajo de nivelación e ingreso, hasta que la sierra sea la encargada de abastecerse por sí sola. En este momento se embragará para que los rodillos se manejen solos y los tubos se trasladen al interior de la sierra sin dificultad.

3.1.2 CONCEPTO 2

La máquina será capaz de alimentar una sierra automática, la que tiene la capacidad nominal de cortar 28.5 pulgadas. El proceso consistirá en semi automatización desde el almacenamiento hasta la entrada de los tubos a la sierra. Para esto se diseñará una mesa inclinada que contendrá 4 topes que sostendrán los tubos. La mesa contará con 84 pulgadas libres para dicho almacenamiento en donde se almacenarán 42 tubos de 2'' o 6 tubos de 14'' (esta parte se denominará módulo de almacenamiento). Cada grupo de tubos debe alinearse antes de entrar a la sierra, razón de la creación de un mecanismo y de sensores que determinen el diámetro del tubo presente en la mesa. Dependiendo de este resultado un pistón hidráulico recorrerá cierta distancia que será la óptima para levantar un mecanismo que hará rodar un solo tubo por cada acción del mecanismo.

El tubo rodará nuevamente hasta un tope y en ese momento el mecanismo bajará posicionándose para dejar el respectivo tubo en el siguiente módulo (a toda esta parte se la llamará módulo de alimentación). Se dejará el tubo en el siguiente módulo llamado módulo de nivelación, que constará de 8 rodillos que tendrán cierto ángulo de inclinación, así el tubo bajará transversalmente llegando hasta una placa de impacto que estandarizará el nivel del grupo de tubos que entrarán a la sierra. Se plantea como idea, que se analizará en el diseño, la fusión del módulo de alimentación y el módulo de nivelación (en conversaciones con SERTECPET aparece el tema de que menos mecanismos es mejor).

Los rodillos del módulo de nivelación bajaran mediante el mecanismo creado hasta dejar los tubos en la mesa nuevamente y por la misma inclinación de la mesa los tubos lograrán entrar al módulo de ingreso, apilando el número posible de tubos según su diámetro, en la mesa.

Se optará por que el operario de la sierra también tenga un control sobre cuántos tubos se requiere cortar, por lo que en cada solicitud del operario se completará un proceso, es decir un tubo caerá en el módulo de ingreso ya nivelado. Finalmente en el módulo de ingreso contará con otro mecanismo que subirá y bajará un rodillo, el cual estará motorizado y será el encargado de arrastrar los tubos nivelados hacia el interior de la sierra, y posteriormente se ocultará para que la sierra sea la encargada de alimentarse por sí sola (la sierra consta con un mecanismo de agarre que traslada desde un punto hasta la sierra de corte a los tubos), en este momento los rodillos locos presentes en la mesa permitirán el fácil traslado de los tubos hacia el interior.

3.1.3 CONCEPTO 3

La máquina será capaz de alimentar una sierra automática, que tiene la capacidad nominal de cortar 28.5 pulgadas. El proceso consistirá en semi automatización desde el almacenamiento hasta la entrada de los tubos a la sierra. Para esto se diseñará una mesa inclinada que contendrá 4 alzas que sostendrán los tubos. La mesa contará con 84 pulgadas libres para dicho almacenamiento en donde se almacenarán 42 tubos de 2'' o 6 tubos de 14'' (esta parte se denominará módulo de almacenamiento, mostrada en el proceso en imágenes). Cada grupo de tubos debe alinearse antes de entrar a la sierra, razón de la creación de un mecanismo y de sensores que determinen el diámetro del tubo presente en la mesa.

Dependiendo de este resultado un robot tijera de carga recorrerá cierta distancia que será la óptima para levantar y hacer rodar un solo tubo por cada acción del mecanismo.

El tubo rodará nuevamente hasta un tope y en ese momento la tijera bajará posicionándose para dejar el respectivo tubo en el siguiente módulo (a toda esta parte se la llamará módulo de alimentación). Se dejará el tubo en el siguiente módulo llamado módulo de nivelación, que constará de 8 rodillos que serán motrices que permitirán que el tubo llegue a una placa de impacto que estandarizará el nivel del grupo de tubos que entrarán a la sierra.

Los rodillos del módulo de nivelación bajaran mediante el mecanismo creado hasta dejar los tubos en la mesa nuevamente y por la misma inclinación de la mesa los tubos lograrán entrar al módulo de ingreso, apilando el número posible de tubos según su diámetro, en la mesa.

Se optará por que el operario de la sierra también tenga un control sobre cuántos tubos se requiere cortar, por lo que en cada solicitud del operario se completara un proceso, es decir un tubo caerá en el módulo de ingreso ya nivelado. Finalmente en el módulo de ingreso contará con otro mecanismo que subirá y bajará un rodillo, el cual estará motorizado y será el encargado de arrastrar los tubos nivelados hacia el interior de la sierra, y posteriormente se ocultará para que la sierra sea la encargada de alimentarse por sí sola (la sierra consta con un mecanismo de agarre que traslada desde un punto hasta la sierra de corte a los tubos), en este momento los rodillos locos presentes en la mesa permitirán el fácil traslado de los tubos hacia el interior.

3.2 Selección de la mejor alternativa

Para seleccionar la mejor alternativa utilizaremos matrices de decisión ponderadas. Cada uno de los conceptos serán evaluados mediante una caracterización de cada una de los criterios de selección que son: costo, viabilidad de fabricación, tamaño, peso, rendimiento, fuente de energía, mantenimiento, garantía, nivel tecnológico, máquinas ya existentes y disponibilidad en el mercado. Por lo tanto primero se evaluará el peso de cada uno de los criterios (Tabla 1:), para posteriormente comparar cada uno de los conceptos respecto a cada uno de los criterios (de la Tabla 2 a la Tabla 12) y así sacar el concepto más adecuado para el diseño de la máquina (Tabla 13).

Cada una de las ponderaciones son evaluadas con 5, 2.5 o 0; mejor alternativa, alternativa intermedia o igual y peor alternativa, respectivamente. La suma de las alternativas se les suma 1 para su igualación al 100% y comparación respectiva de categorización con cada uno de los conceptos. (Ulrich, 2013, pág. 143).

Tabla 1:
Ponderación de los criterios.

	COSTO	VIABILIDAD DE FABRICACIÓN	TAMAÑO	PESO	RENDIMIENTO	FUENTE DE ENERGIA	MANTENIMIENTO	GARANTÍA	NIVEL TECNOLÓGICO	PRODUCTOS YA EXISTENTES	DISPONIBILIDAD	d<B1	PONDERACIÓN
COSTO	0	0	2,5	2,5	0	2,5	5	0	5	5	5	28,5	0,10
VIABILIDAD DE FABRICACIÓN	5	0	5	5	5	5	5	2,5	5	5	2,5	46	0,16
TAMAÑO	2,5	0	0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	5	5	0	26	0,09
PESO	2,5	0	2,5	0	0	0	2,5	0	5	5	2,5	21	0,07
RENDIMIENTO	5	0	2,5	5	0	5	5	2,5	5	5	0	36	0,13
FUENTE DE ENERGIA	2,5	0	2,5	5	0	0	5	2,5	2,5	5	0	26	0,09
MANTENIMIENTO	0	0	2,5	2,5	0	0	0	0	2,5	0	2,5	11	0,04
GARANTÍA	5	2,5	2,5	5	2,5	2,5	5	0	5	5	2,5	38,5	0,13
NIVEL TECNOLÓGICO	0	0	0	0	0	2,5	2,5	0	0	0	0	6	0,02
MÁQUINAS YA EXISTENTES	0	0	0	0	0	0	5	0	5	0	2,5	13,5	0,05
DISPONIBILIDAD EN EL MERCADO	0	2,5	5	2,5	5	5	2,5	2,5	5	2,5	0	33,5	0,12
												286	1,00

Como se puede observar el criterio preponderante es el de viabilidad de fabricación, seguido por el rendimiento, y no menos importante la disponibilidad en el mercado para todo lo que requiera la máquina. Al mismo nivel se encuentra la garantía de la máquina (factor importante y requisito para empresa).

Tabla 2
Ponderación de cada concepto respecto al costo.

COSTO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<B1	Pondera.
CONCEPTO1	0	5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0	0	5	6	0,33
CONCEPTO3	0	0	0	1	0,06
				18	

El concepto 1 es el más barato de los tres después de una exhaustiva comparación de precios y evaluaciones en el mercado. Seguido por el concepto 2 y finalmente el más caro el concepto 3 por inmensa cantidad de mecanismo que se utilizarían.

Tabla 3

Ponderación de cada concepto respecto a la viabilidad de fabricación.

VIABILIDAD DE FABRICACIÓN	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<BI	Pondera.
CONCEPTO1	0	5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0	0	2,5	3,5	0,19
CONCEPTO3	0	2,5	0	3,5	0,19
				18	

El concepto 1 es el más viable en fabricación de los tres después varias averiguaciones e investigaciones acerca de los mecanismo a utilizar en cada concepto. Seguido por el concepto 2 a la par con el concepto 3 que por sus complicados mecanismos requerirían de más tecnología e innovación de fabricación en algunos caso, perjudicando de esta manera también directamente al costo de la máquina.

Tabla 4

Ponderación de cada concepto respecto al tamaño.

TAMAÑO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<BI	Pondera.
CONCEPTO1	0	5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0	0	2,5	3,5	0,19
CONCEPTO3	0	2,5	0	3,5	0,19
				18	

Al ser el concepto 1 el de menor cantidad de mecanismos también será el más pequeño de instalar y de manejar. Seguido por el concepto 2 a la par del concepto 3 que ocuparían gran espacio y a la vez generarían un gran desperdicio de material.

Tabla 5

Ponderación de cada concepto respecto al peso.

PESO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<B1	Pondera.
CONCEPTO1	0	2,5	2,5	6	0,33
CONCEPTO2	2,5	0	2,5	6	0,33
CONCEPTO3	2,5	2,5	0	6	0,33
				18	

Al ser el concepto 1 el de menor cantidad de mecanismos también será el más liviano de instalar y de manejar. Seguido por el concepto 2 a la par del concepto 3 que tendrían gran peso y a la vez generarían un gran desperdicio de material.

Tabla 6

Ponderación de cada concepto respecto al rendimiento.

RENDIMIENTO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<B1	Pondera.
CONCEPTO1	0	2,5	2,5	6	0,33
CONCEPTO2	2,5	0	2,5	6	0,33
CONCEPTO3	2,5	2,5	0	6	0,33
				18	

Todo se basa en que el concepto 1 maneje menos mecanismos, de esta manera también será más eficiente que los demás conceptos y de esta manera generaría un mayor rendimiento, pero debido a la falta de pruebas se los coloca con igual ponderación, al no tener fuentes confiables que nos afirmen o ya se haya demostrado alguna característica en el tema de rendimiento.

Tabla 7

Ponderación de cada concepto respecto a su fuente de energía.

FUENTE DE ENERGÍA	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<Bl	Pondera.
CONCEPTO1	0	5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0	0	2,5	3,5	0,19
CONCEPTO3	0	2,5	0	3,5	0,19
				18	

El concepto 1 manejará neumática y los dos conceptos restantes se manejarían con hidráulica, siendo esta última muy contaminante e injustificable cuando se puede solventar el problema con aire.

Tabla 8

Ponderación de cada concepto respecto al mantenimiento.

MANTENIMIENTO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<Bl	Pondera.
CONCEPTO1	0	5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0	0	0	1	0,06
CONCEPTO3	0	5	0	6	0,33
				18	

El concepto 2 y 3 al tener un mayor número de mecanismos dificultan y se ven perjudicados respecto al tema de mantenimiento, que pese a que tiene una baja ponderación en comparación con los demás criterios de selección, ayuda aún más a que el concepto 1 sea el seleccionado (poco mantenimiento por sus reducidos mecanismos).

Tabla 9

Ponderación de cada concepto respecto a la garantía.

GARANTÍA	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<B1	Pondera.
CONCEPTO1		5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0		5	6	0,33
CONCEPTO3	0	0		1	0,06
				18	

En el tema de la garantía si se puede evaluar que al tener menor número de mecanismo que en definitiva da una tendencia a menor cosas que se pueden dañar, se puede determinar que la garantía puede ser ampliamente superior a las del concepto 1 y 2.

Tabla 10

Ponderación de cada concepto respecto al nivel tecnológico.

NIVEL TECNOLÓGICO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<B1	Pondera.
CONCEPTO1		0	5	6	0,33
CONCEPTO2	5		5	11	0,61
CONCEPTO3	0	0		1	0,06
				18	

El nivel tecnológico al manejar más mecanismo es de mayor relevancia porque se necesitan varios controladores para de esta manera dar vida a una máquina. Es importante determinar que las barreras impuestas por la tecnología también limitan la creación de máquinas de alto grado de dificultad sin la asesoría respectiva de máquinas ya construidas.

Tabla 11

Ponderación de cada concepto respecto a las máquinas ya existentes.

MÁQUINAS YA EXISTENTES	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<BI	Pondera.
CONCEPTO1		0	2,5	3,5	0,19
CONCEPTO2	5		5	11	0,61
CONCEPTO3	2,5	0		3,5	0,19
				18	

El concepto 2 genera amplia ventaja porque esa es la forma en la que la mayoría de las empresas realizan sus máquinas alimentadoras de tubos, el concepto tanto 1 y 2 empatan por su completa innovación que sería para el campo industrial.

Tabla 12

Ponderación de cada concepto respecto a la disponibilidad en el mercado.

DISPONIBILIDAD EN EL MERCADO	CONCEPTO1	CONCEPTO2	CONCEPTO3	d<BI	Pondera.
CONCEPTO1		5	5	11	0,61
CONCEPTO2	0		2,5	3,5	0,19
CONCEPTO3	0	2,5		3,5	0,19
				18	

El concepto 1 es el que estaría más disponible en el mercado de los tres después de una exhaustiva comparación de precios y evaluaciones en el mercado. Seguido por el concepto 2 y finalmente el más caro el concepto 3 por inmensa cantidad de mecanismo que se utilizarían.

Tabla 13

Resultados ponderativos conceptos versus criterios.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	S	Prior.
C1	0,06	0,10	0,06	0,02	0,04	0,06	0,02	0,04	0,02	0,04	0,07	0,53	1
C2	0,03	0,03	0,02	0,02	0,04	0,02	0,00	0,01	0,03	0,07	0,02	0,30	2
C3	0,01	0,03	0,02	0,02	0,04	0,02	0,01	0,00	0,00	0,01	0,02	0,19	3

1

En la tabla final se multiplican los valores ponderados de cada una de las tablas con su respectiva ponderación de cada uno de los criterios de selección y se obtiene que por una gran diferencia el concepto 1 es el indicado para el diseño de la máquina considerando 11 criterios de selección.

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LA MÁQUINA

4.1 Pre ingeniería

Como se especificó desde un comienzo, la mesa del tren de rodaje ya estaba construida al iniciar este proyecto de tesis. Se la construyó, según los planos brindados por la empresa, de un perfil estructural HEB-160 [mm] con material Acero AISI 1040. Para consultar especificaciones detalladas recurrir a los planos del Anexo1 que llevan por nombre del proyecto a: “TREN DE RODAJE”, (Planos de exclusivo uso y propiedad de SERTECPET)

Toda la mesa fue construida con un perfil HEB-160. (Figura 12).

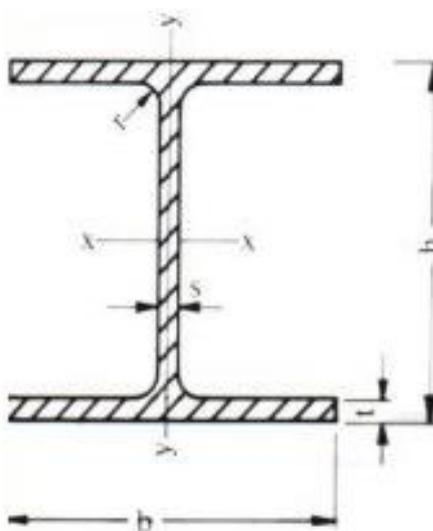


Figura 12. Perfil HEB.

La viga HEB es un perfil “I” cuadrada en sus dimensiones, como se puede observar en la Figura 13, h (altura) = b (ancho del patín) = 160 [mm] con su respectivo espesor para el patín (t)= 13 [mm] y su valor para el espesor del alma (s)=8 [mm].

HEB (I) IPB	Dimensiones (mm)					Área cm^2	Peso Kg/m
	h	b	s	t	$r1$		
100	100	100	6.0	10.0	12	26.0	20.4
120	120	120	6.5	11.0	12	34.0	26.7
140	140	140	7.0	12.0	12	43.0	33.7

Momento respecto a los ejes					
EJE-X-X			EJE-Y-Y		
$I_x cm^4$	$S_x cm^3$	$R_x cm$	$I_y cm^4$	$S_y cm^3$	$R_y cm$
449	89.9	4.15	167	33.4	2.53
864	144	5.04	317	52.9	3.05
1510	216	5.93	549	78.5	3.58
2490	311	6.78	889	111	4.05

Figura 13. Datos del perfil HEB-160 (Andes, 2014).

Con software CAD para estructuras se obtiene los siguientes resultados detallados en la Figura 14 y Figura 15.

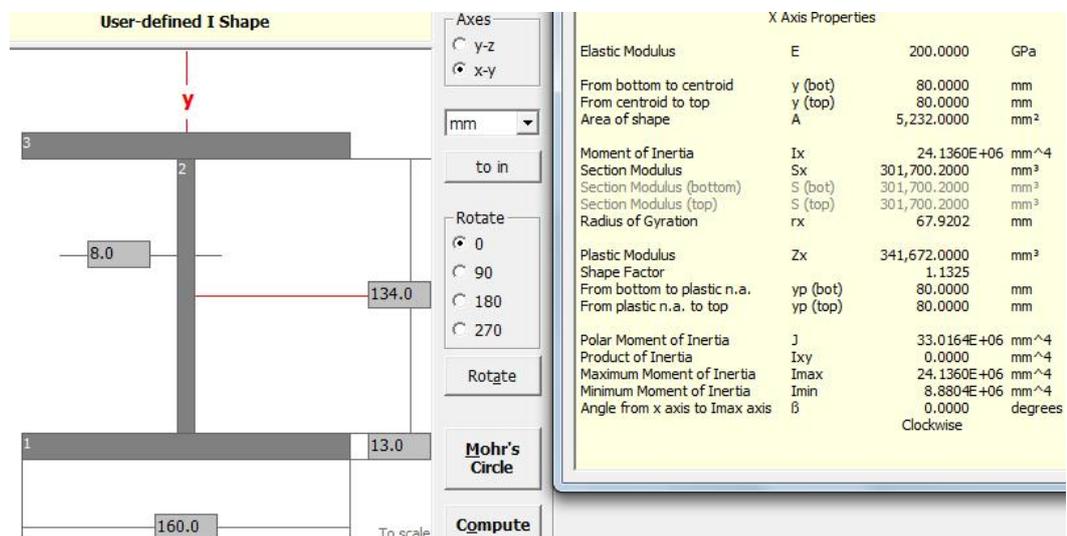


Figura 14. Evaluación del perfil HEB-160 en software CAD para estructuras parte 1.

Y Axis Properties			
Elastic Modulus	E	200.0000	GPa
From left to centroid	x (left)	80.0000	mm
From centroid to right	x (right)	80.0000	mm
Area of shape	A	5,232.0000	mm ²
Moment of Inertia	Iy	8.8804E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sy	111,004.8000	mm ³
Section Modulus (left)	S (left)	111,004.8000	mm ³
Section Modulus (right)	S (right)	111,004.8000	mm ³
Radius of Gyration	ry	41.1986	mm
Plastic Modulus	Zy	168,544.0000	mm ³
Shape Factor		1.5183	
From left to plastic n.a.	xp (left)	80.0000	mm
From plastic n.a. to right	xp (right)	80.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	33.0164E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Ixy	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	24.1360E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	8.8804E+06	mm ⁴
Angle from y axis to Imax axis	β	90.0000	degrees
		Counterclockwise	

Figura 15. Evaluación del perfil HEB-160 en software CAD para estructuras parte 2.

Con el software CAD se obtiene los siguientes resultados. (Figura 16)

Section properties of the selected face of union1			
Area = 5425.14 millimeters ²			
Centroid relative to output coordinate system origin: (millimeters)			
X = 0.00			
Y = 0.00			
Z = -1205.00			
Moments of inertia of the area, at the centroid: (millimeters ⁴)			
Lxx = 8892347.35	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00	
Lyx = 0.00	Lyy = 24920010.25	Lyz = 0.00	
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 33812357.60	
Polar moment of inertia of the area, at the centroid = 33812357.60 millimeters ⁴			
Angle between principal axes and part axes = -0.00 degrees			
Principal moments of inertia of the area, at the centroid: (millimeters ⁴)			
Ix = 8892347.35			
Iy = 24920010.25			
Moments of inertia of the area, at the output coordinate system: (millimeters ⁴)			
LXX = 7886333655.97	LXY = -0.00	LXZ = 0.00	
LYX = -0.00	LYY = 7902361318.86	LYZ = 0.00	
LZX = 0.00	LZY = 0.00	LZZ = 33812357.60	

Figura 16. Evaluación del perfil HEB-160 en el software CAD.

Con dos programas de simulación se concluye, que los datos obtenidos de la Figura 13 son correctos, conocemos su procedencia y se trabajará con ellos.

4.1.1 Mesa de alimentación, análisis estructural

Pese a que la mesa del tren de rodaje tiene un pequeño ángulo para el deslizamiento de los tubos, no es considerable y el cálculo se lo realizará como si no existiera. Se determinó que el ángulo es igual a 0.99 grados, dato que se puede deducir de la Figura 17.

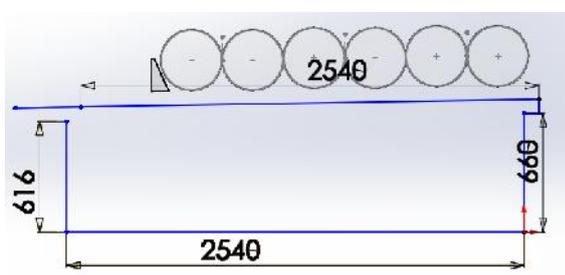


Figura 17. Medidas en el software CAD de una de las estructura de la mesa.

Al graficar en un simulador CAD se verifica que el módulo de alimentación, mesa donde se asentarán los tubos una vez que el montacargas los coloca, puede almacenar un máximo de 6 tubos del mayor diámetro (13 3/8 de pulgada). Esto se comprueba según los cálculos que se muestran a continuación, tomando como referencia la distancia de la posible ubicación del tope mostrada en la Figura 18.

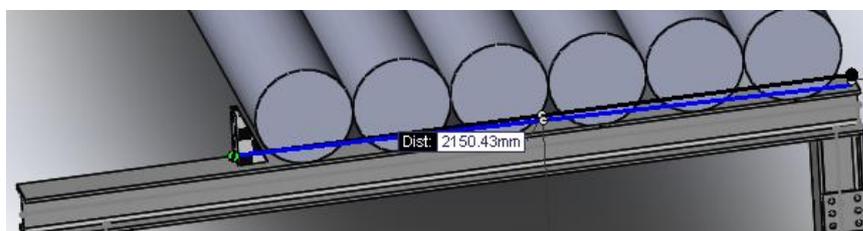


Figura 18. Distancia para posible ubicación del tope.

6 tubos de $13 \left(\frac{3}{8}\right)$ de pulgada o 339.725 [mm] en 2150.43[mm].

Cada tubo mencionado pesa aproximadamente 225 [kg/m] (Figura 19) y el tubo más largo será de 12 [m], por tanto se habla de un peso por tubo de 2700 [kg]. Hay que especificar que se tomó el dato que corresponde a cédula 120 para el mayor diámetro de 14 pulgadas, datos con los que la empresa solicitó trabajar.

PIPE SIZE		SCHEDULE DESIGNATION																	
		STAINLESS STEELS							CARBON STEELS										
NOMINAL	OD, mm	5S	10S	40S	60S	80S	100S	120S	140S	160S	20	30	40	60	80	100	120	140	160
14	355,60	3,96	4,78				6,35	7,62	8,58	9,53	11,13	15,08	12,70	19,05	23,83	27,79	31,75	35,71	
		35,06	42,14				54,69	67,30	81,33	81,33	94,55	126,71	107,39	156,10	194,96	224,65	253,56	281,70	

Figura 19. Obtenida del formulario U-1A manejado para las especificaciones tubulares de SERTECPET.

Se determina que la mesa de almacenamiento cargará alrededor de 16.2 toneladas en 4 apoyos, como se ve en la Figura 20, que es el resultado de los planos proporcionados de la mesa ya construida.

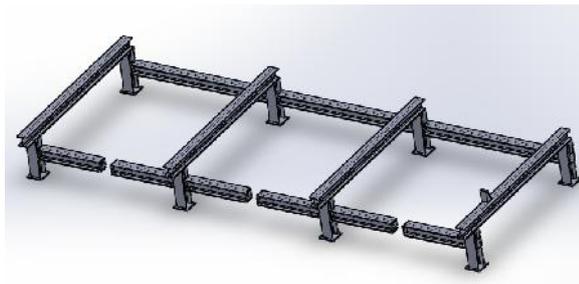


Figura 20. Mesa de alimentación graficada en un software CAD

El peso se distribuye de forma no equitativa, es decir los apoyos del centro cargarán dos veces el peso de los extremos, de esta manera en los extremos existirá un peso de 2.7 toneladas aproximadamente y en los apoyos del centro se tendrá 5.4 toneladas, La carga será uniformemente distribuida en 2 150. 43 [mm] a lo largo de la mesa entre el tope y el perfil vertical. A continuación se muestran las distancias de los correspondientes apoyos: Figura 21 y Figura 22.

Se evaluará la carga uniformemente distribuida de 2.51 [kg/mm] (24.630 [N/mm]) en uno de los apoyos del centro que es el que va a resistir la mayor cantidad de peso de los tubos (5.4 toneladas). Se verificará si la mesa es lo suficientemente resistente para aguantar los tubos calculados, pero primeramente se verificarán dimensiones de los apoyos.

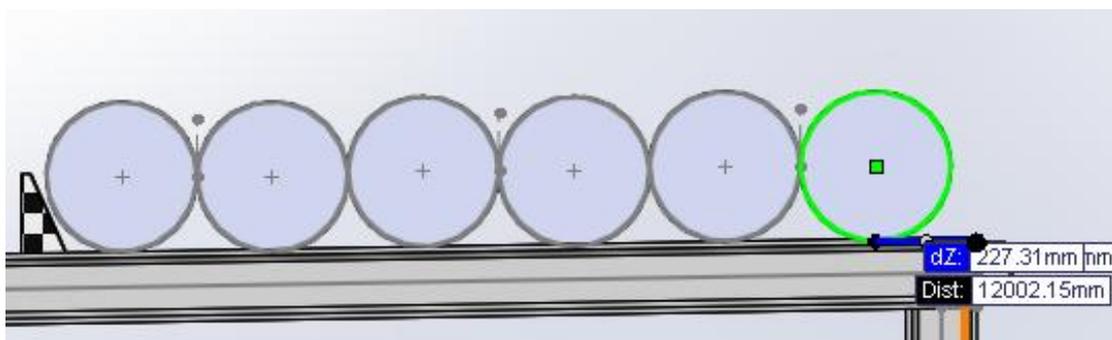


Figura 21. Distancia del apoyo derecho.

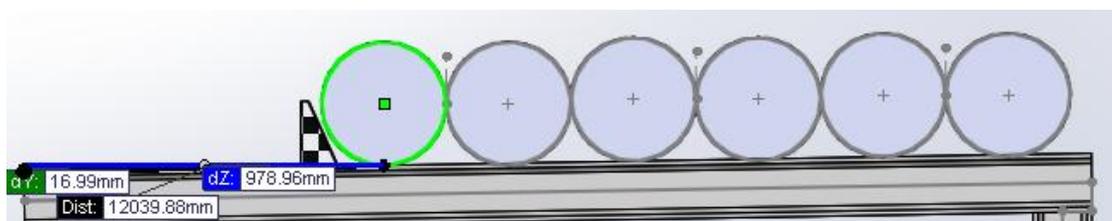


Figura 22: Distancia del apoyo izquierdo.

Analizando en software CAD para estructuras y aplicando al perfil un módulo de elasticidad de 207 [Gpa] que corresponde para el Acero AISI 1040, se obtienen las gráficas de: Momentos, esfuerzos cortantes, deformación. Con estos datos y análisis se simula en el software CAD para estructuras, como se detalla en la Figura 23 y

Figura 24.

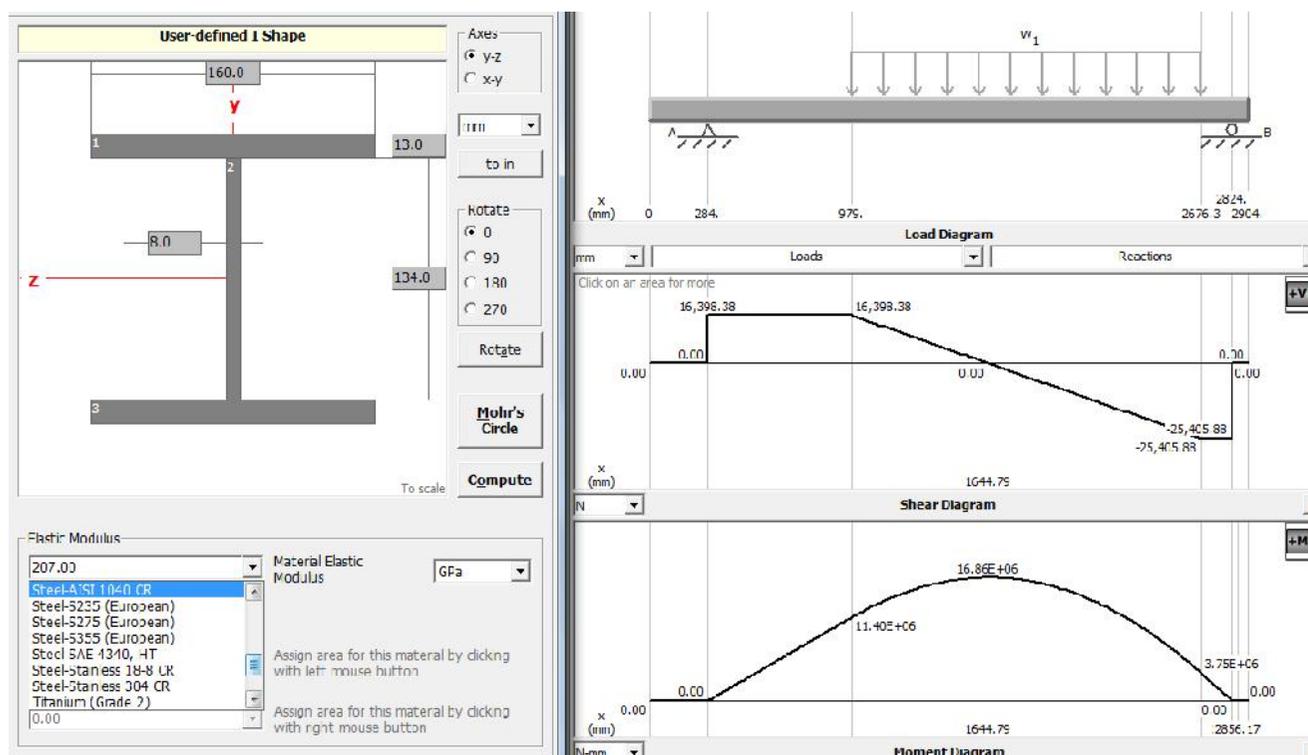


Figura 23. Resultados de momento y esfuerzo cortante.

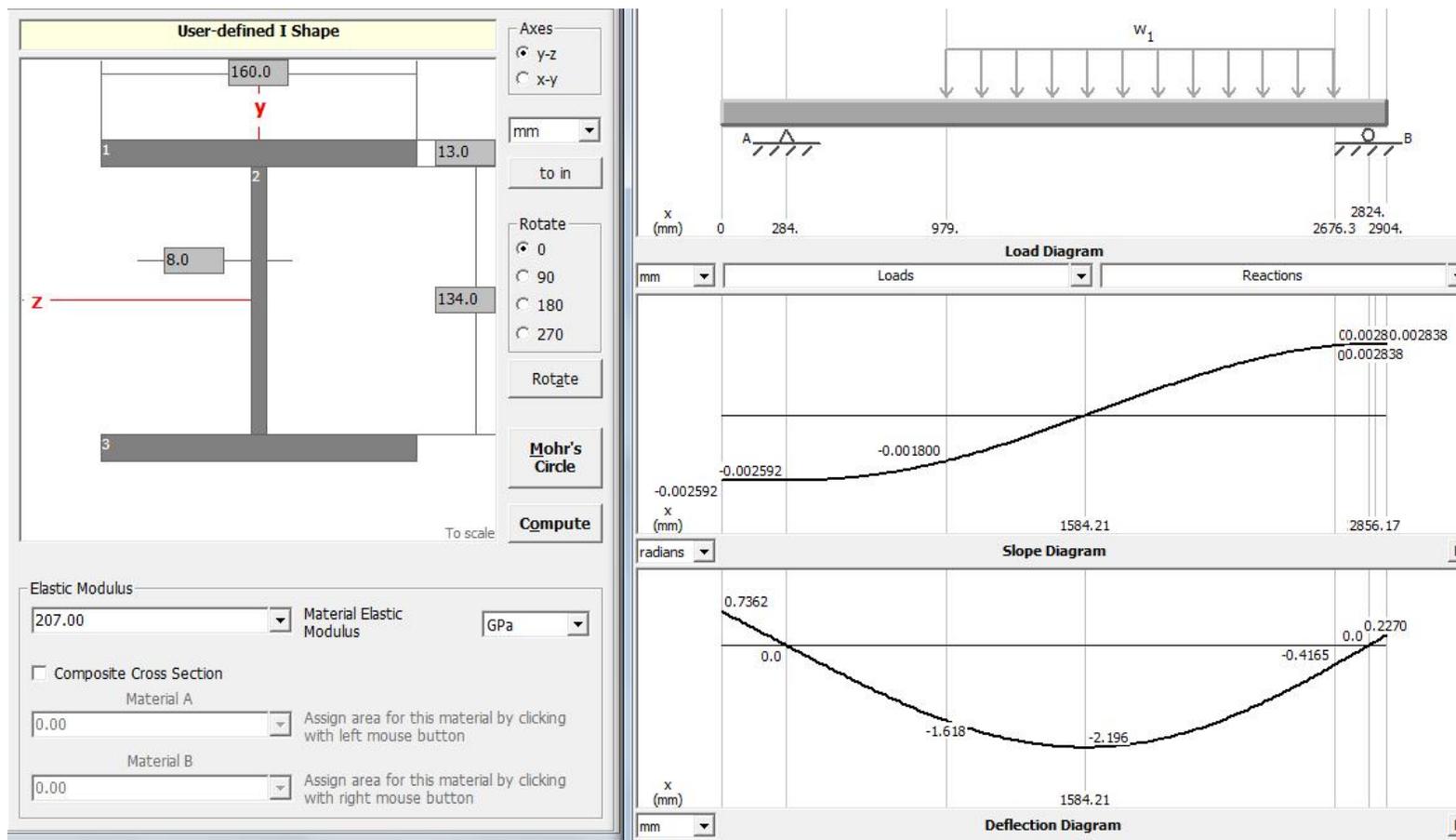


Figura 24. Resultados de deformaciones y deflexiones.

Con análisis teóricos y de software, se tienen los siguientes cálculos necesarios:

$$M = 16.8 * 10^6 [\text{N} * \text{mm}]$$

$$Y = 80 [\text{mm}]$$

$$I = 24.8 * 10^6 [\text{mm}^4]$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{M * Y}{I}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{16.8 * 10^6 [\text{N} * \text{mm}] * 80 [\text{mm}]}{24.8 * 10^6 [\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 54.19 [\text{Mpa}]$$

Se refiere a un acero AISI 1040 CR (Laminado en frío) se escoge el valor mínimo del límite de fluencia (Shigley, 2002, pág. 1020):

$$\sigma_{\text{fl}} = 290 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{\sigma_{\text{fl}}}{\sigma_{\text{adm}}}$$

$$n = \frac{290 [\text{Mpa}]}{54.19 [\text{Mpa}]}$$

$$n = 5.35$$

A continuación se detalla un análisis para saber con qué peso fallará la estructura de la mesa ($n < 1$). Después de varios cálculos y consideraciones se obtiene que se necesitará un peso de 29 toneladas para que la mesa falle. Según los siguientes cálculos de la

Figura 25.

$$0.99 = \frac{290[\text{Mpa}]}{\sigma_{\text{adm}}[\text{Mpa}]}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 292.93[\text{Mpa}]$$

$$292.93[\text{Mpa}] = \frac{M[\text{N} * \text{mm}] * 80[\text{mm}]}{24.8\text{e}6[\text{mm}^4]}$$

$$M = 90.08 * 10^6$$

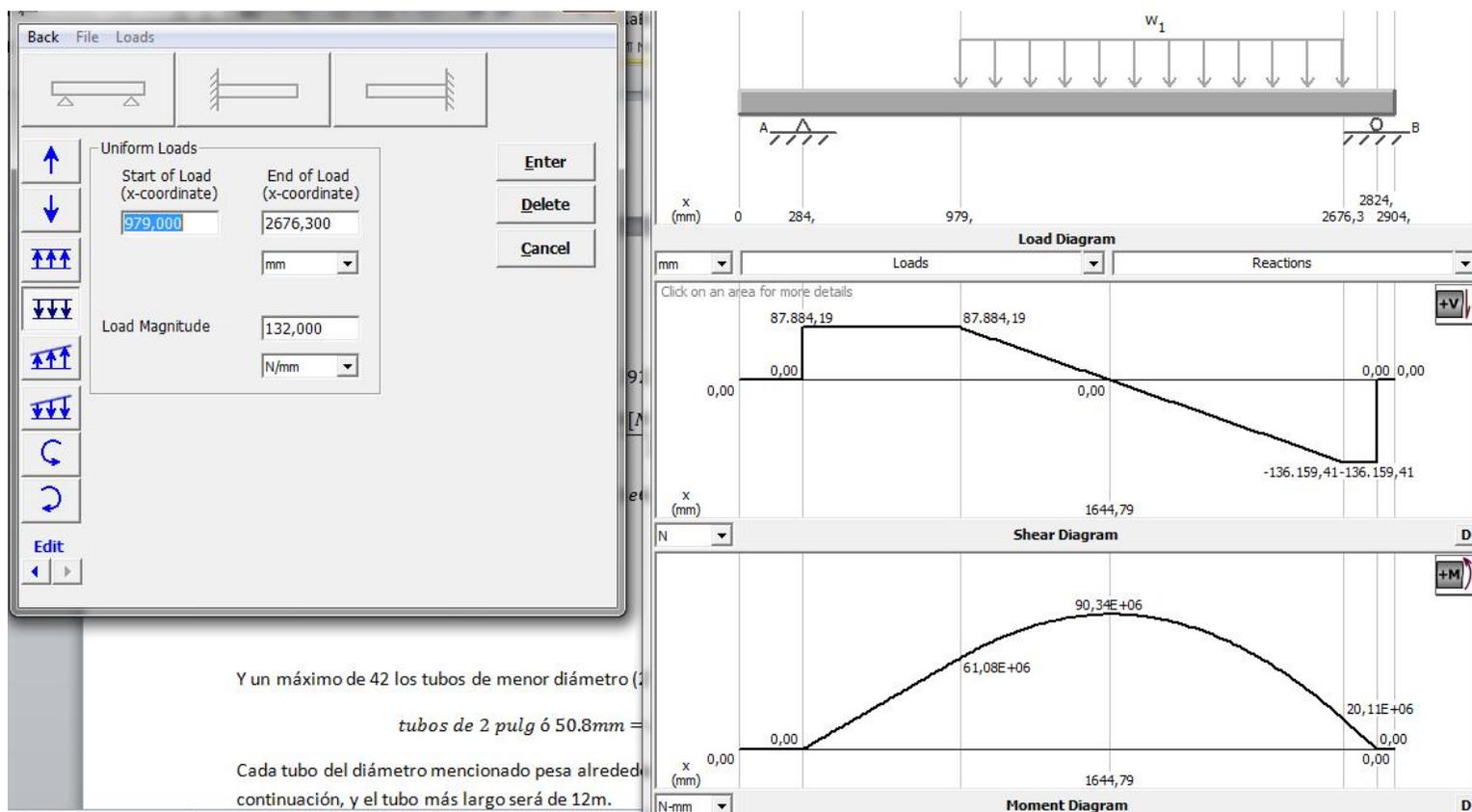


Figura 25. Resultados de las gráficas de momento y cortante para fallo.

Dado el valor de 132 [N/mm] en 2 150.42 [mm], se tiene un valor de carga de 282 855,44 [N] o 28.935 toneladas, por tanto se puede aplicar hasta 5.4 veces el peso para el cual la estructura de la mesa fue diseñada.

El análisis de los tubos más pequeños, que también manejará la sierra, cuenta con un máximo de 42 tubos de 2 pulgadas dentro de la mesa de almacenamiento, según la siguiente relación:

tubos de 2 pulg ó 50.8mm = en 2150.43mm, 42 tubos

Cada tubo mencionado pesa aproximadamente 13.44 [kg/m] (Figura 26), y el tubo más largo será de 12m, por lo tanto, se habla de un peso por tubo de 161.28 [kg]. Hay que especificar que se tomó el dato que corresponde a cédula XXS (lo más crítico) para el mayor diámetro de 2 [pulg], datos con los que la empresa solicitó trabajar.

PIPE SIZE		SCHEDULE DESIGNATION														
		STAINLESS STEELS							CARBON STEELS							
NOMINAL	EXTRINSIC	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	XXS	
2"	10.30	1.65	2.77	3.91	5.54			2.91	3.91			5.54	5.54			11.07
		2.44	4.01	5.54	7.63			5.44	5.44			7.48	7.48			13.44

Figura 26. Obtenida del formulario U-1A manejado para las especificaciones tubulares de SERTECPET.

Concluyendo se determina que la mesa de almacenamiento cargará alrededor de 6.77 toneladas, si se almacenaría solo tubos de 2 pulgadas de diámetro, por tanto el análisis anterior fue suficiente para cálculos de resistencia y deformación del módulo o mesa de almacenamiento, porque el peso que se maneja es menor.

4.2 Análisis del tope fijo

Para diseño siempre se escoge el caso más crítico, que en esta circunstancia es el de 6 tubos de 12 metros con un peso correspondiente a 16 200 toneladas. Se diseña un tope que resista impactos y que sea lo suficientemente robusto para tener una vida larga, tomando en cuenta los requerimientos de la empresa: 5 a 10 años de vida, factor de seguridad superior a 4 y su correspondiente análisis a la fatiga de 1 millón de ciclos. Además que se tiene que considerar que el montacargas no tendrá el mínimo cuidado en la colocación de los tubos.

Ahora, se evalúa cuál es el impacto en cada uno de los casos: uno, dos o tres tubos, que es el peso máximo de operación de un montacargas en SERTECPET, suponiendo que el montacargas los coloque en el extremo superior de la mesa como se ve en cada una de las simulaciones siguientes realizadas en un software CAD de simulación.

De esta manera se obtuvieron los siguientes datos: fuerza de contacto en las caras respectivas de impacto (tope-tubo), velocidad respectiva del tubo que está deslizando e información gráfica donde se certifican pesos, dimensiones, etc.

4.2.1 Simulación 1 tubo cayendo

Características físicas: Figura 27 y Figura 28.

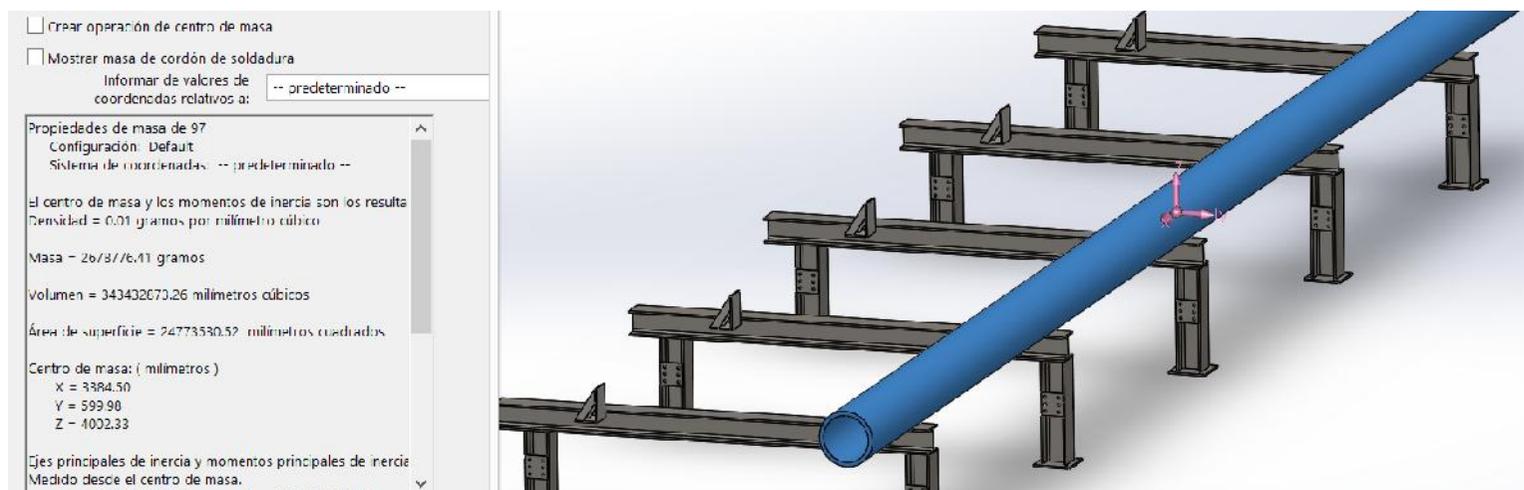


Figura 27. Peso de un tubo.

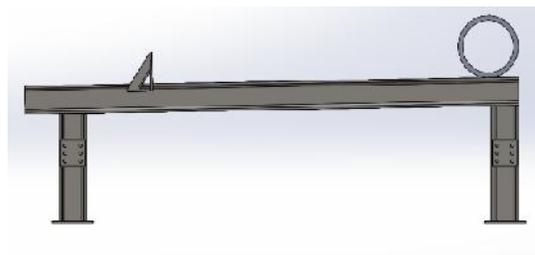


Figura 28. Ubicación del tubo en la mesa.

Fuerzas de impacto para un tubo representado en la Figura 29.

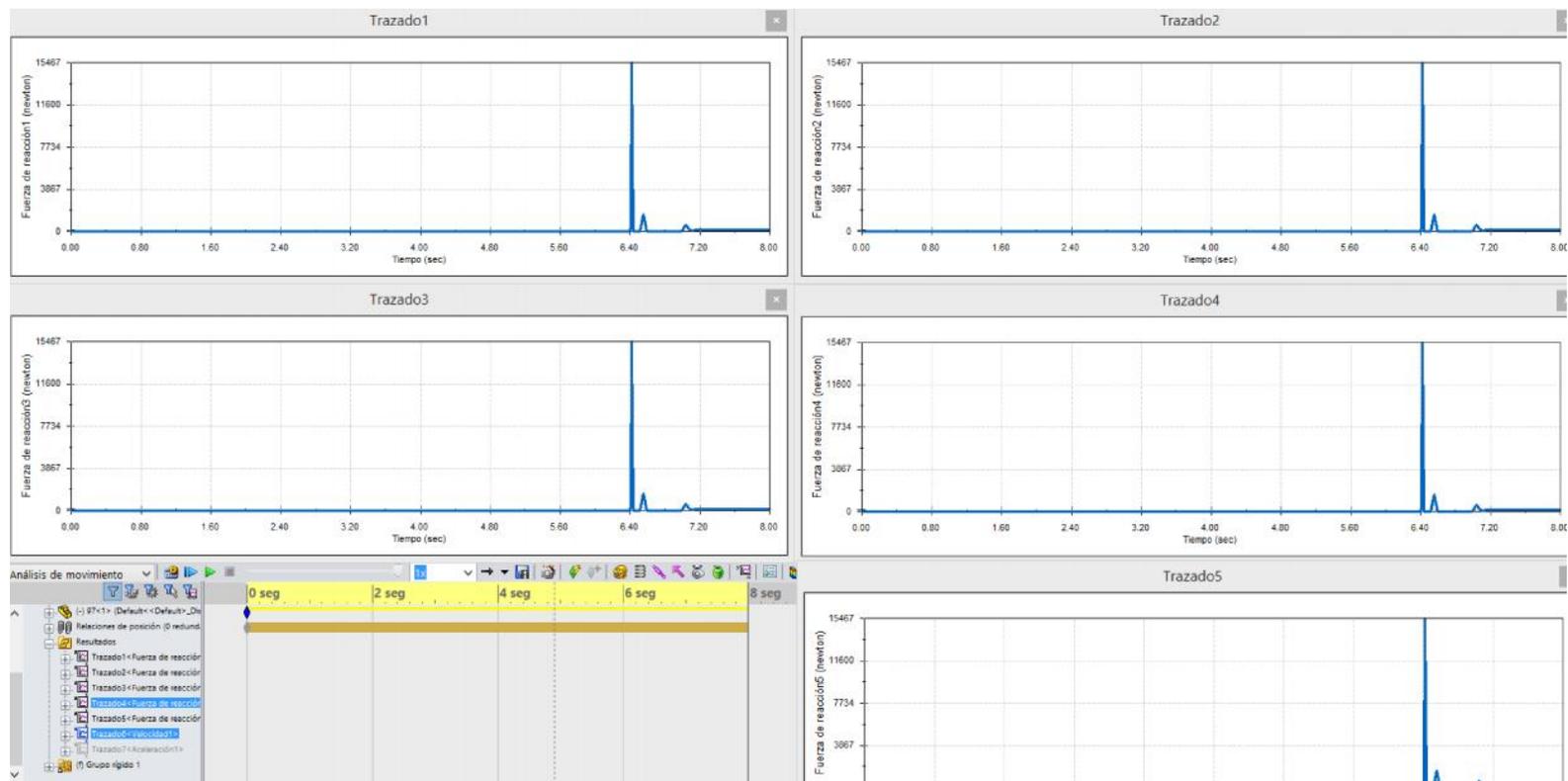


Figura 29. Impacto en cada uno de los 5 topos con un tubo

Velocidad máxima obtenida de un tubo representado en la Figura 30.

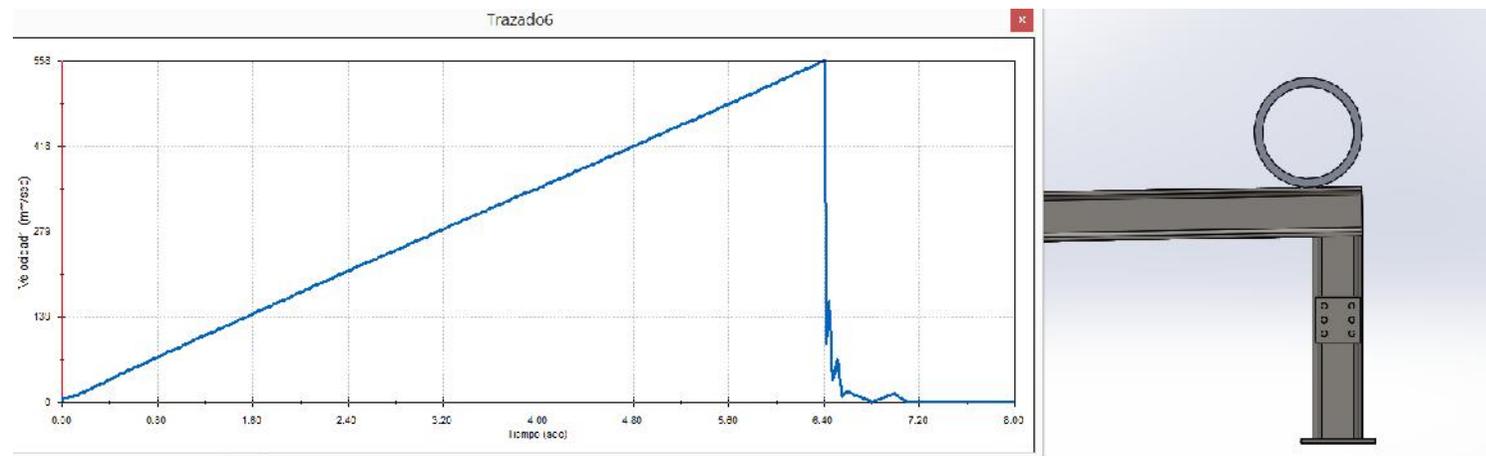


Figura 30. Velocidad de la simulación de un tubo cayendo.

$$\text{velocidad} = 558 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{velocidad} = 2.009 \left[\frac{\text{km}}{\text{hr}} \right]$$

4.2.2 Simulación 2 tubos cayendo

Características físicas: Figura 31 y Figura 32.

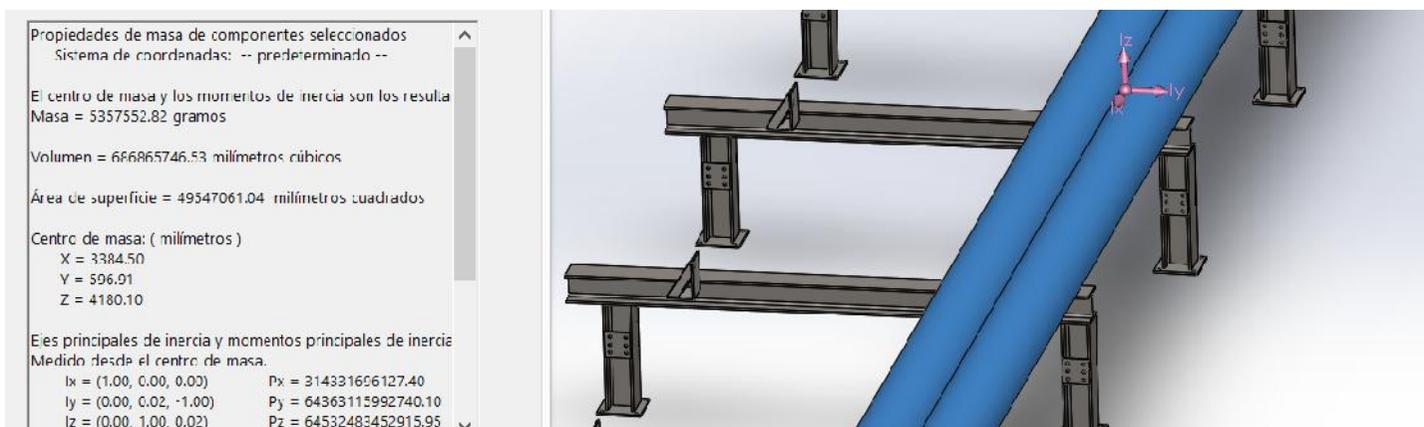


Figura 31. Peso de los dos tubos

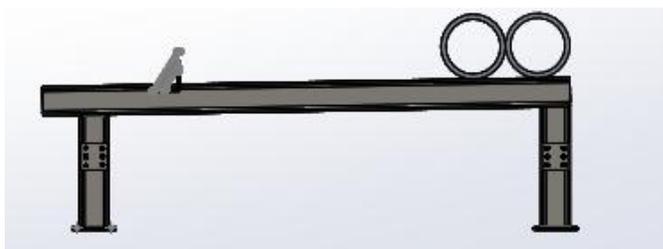


Figura 32. Ubicación de 2 tubos en la mesa.

Fuerzas de impacto para dos tubos representada en la Figura 33.

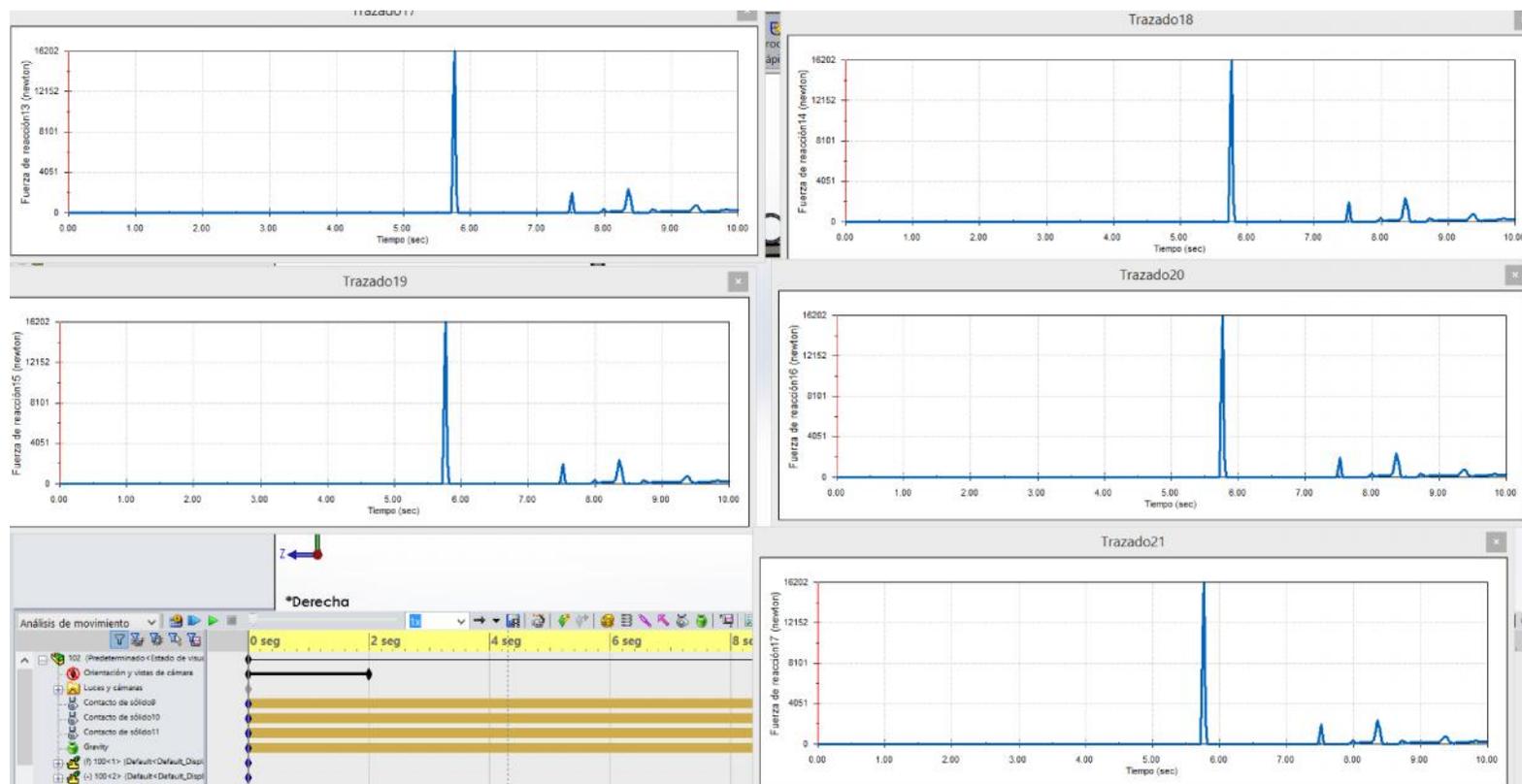


Figura 33. Impacto en cada uno de los 5 toques con dos tubos.

Velocidad máxima obtenida de dos tubos representada en la Figura 34.



Figura 34. Velocidad del primer tubo primero parte de los dos tubos cayendo.

$$\text{velocidad} = 498 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{velocidad} = 1.793 \left[\frac{\text{km}}{\text{hr}} \right]$$

4.2.3 Simulación 3 tubos cayendo

Características físicas: Figura 35 y. Figura 36.

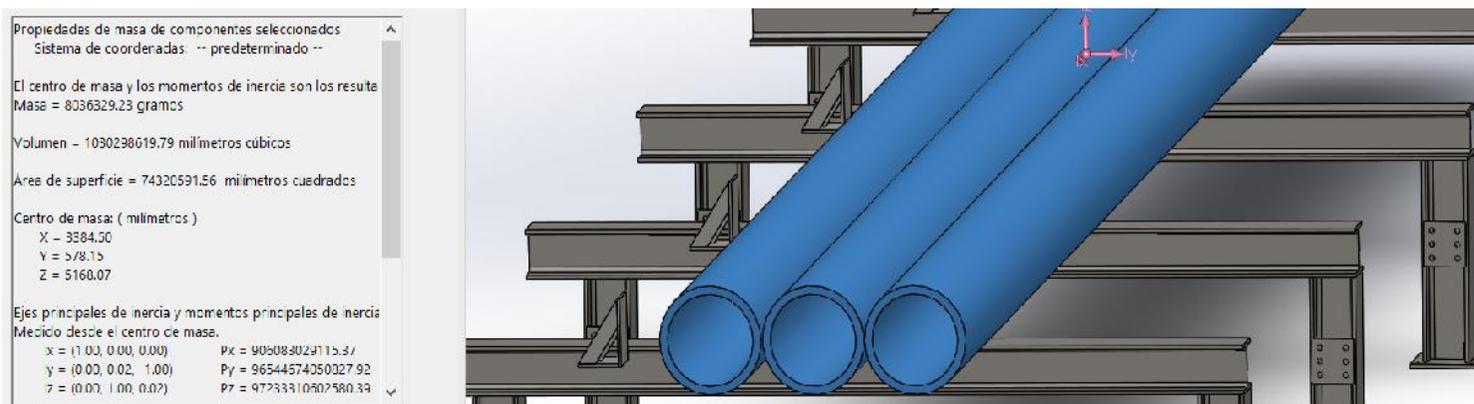


Figura 35. Peso de 3 tubos.

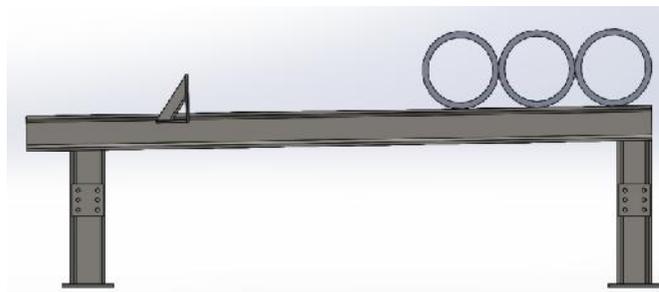


Figura 36. Ubicación de 3 tubos en la mesa.

Fuerzas de impacto para tres tubos representada en la Figura 37.

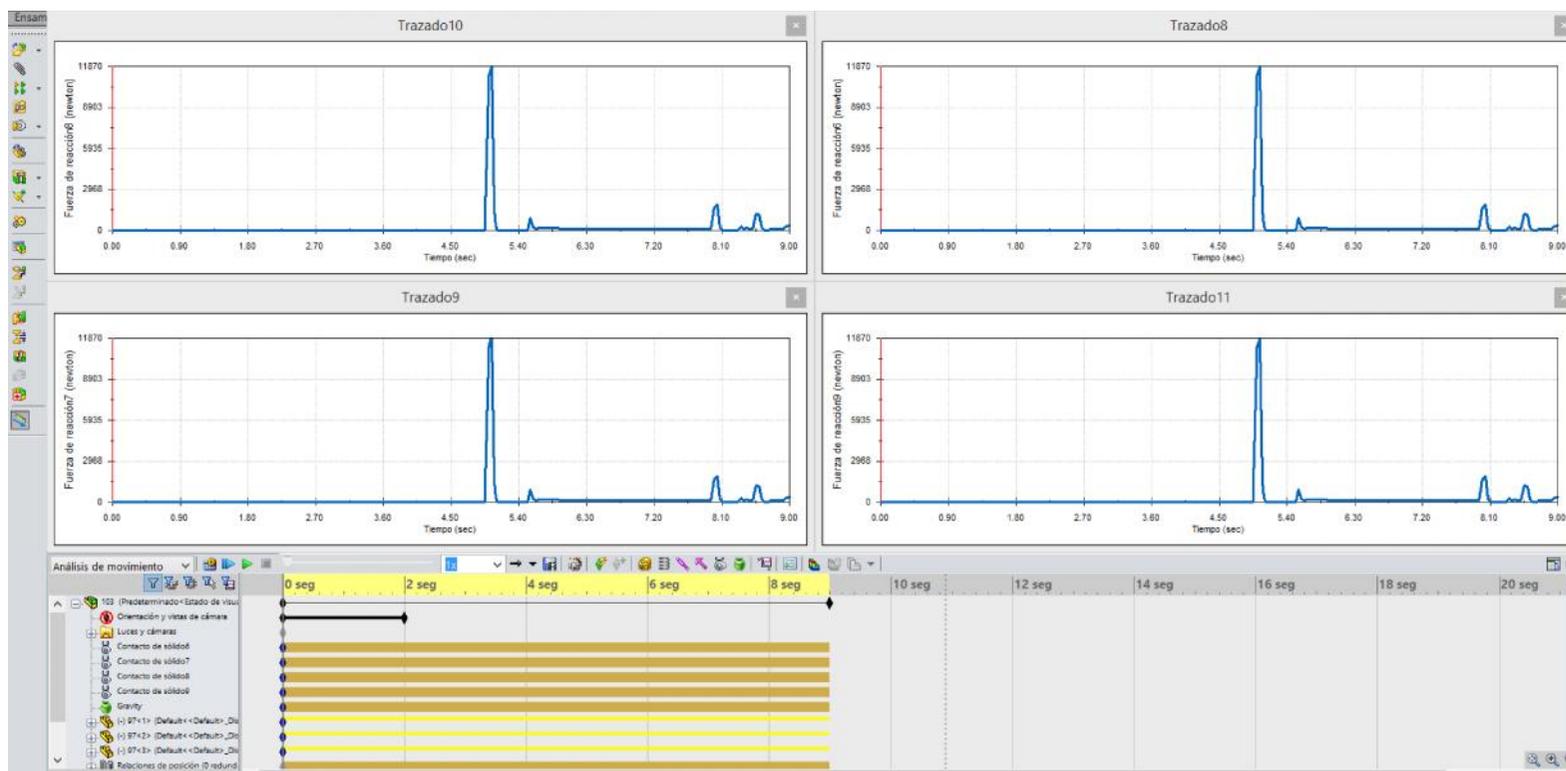


Figura 37. Cálculo del impacto en cada uno de los 5 toques a fabricar para el impacto de tres tubos.

Velocidad máxima obtenida de tres tubos representada en la Figura 38.



Figura 38. Velocidad del primero de los tres tubos.

$$\text{velocidad} = 432 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{velocidad} = 1.55 \left[\frac{\text{km}}{\text{hr}} \right]$$

Luego de todas las comprobaciones de simulación para los resultados obtenidos, se procedió a realizar una tabla comparativa de forma general (Tabla 14).

Tabla 14

Resumen de resultados de las simulaciones para cálculo del impacto.

TUBOS	PESO [Kg]	FUERZA DE CONTACTO/IMPACTO [N]	VELOCIDAD [mm/s] del tubo que impacta	VELOCIDAD [km/h] del tubo que impacta
1TUBO	2700	15467	558	2
2TUBOS	5400	16202	496	1.79
3TUBOS	8100	11870	432	1.55

Como se observa el impacto es el mayor para la simulación de 2 tubos con 16 202 [N]. Este resultado se explica de la siguiente manera: la fuerza de impacto para dos tubos es la fuerza de impacto de un tubo más el impacto que ejerce el segundo instantáneamente. Sin embargo hay que aclarar, que un tubo adquiere más velocidad pero que no es lo suficientemente grande para alcanzar el valor de fuerza impacto de que generan dos tubos.

Hay que tomar en cuenta que estos resultados se obtuvieron de una simulación con una precisión básica del software CAD de simulación, para determinar cuál era el impacto mayor en cada uno de los casos críticos posibles. Una vez conocido el caso más crítico, se procede a profundizar en el estudio del mismo, en donde se analiza el movimiento para diferentes superficies de contacto y con el mayor grado de precisión. A continuación se muestra una tabla comparativa de las simulaciones con precisión (Tabla 15).

Tabla 15

Resumen de resultados de las simulaciones para el cálculo del impacto con precisión.

	TUBO	MESA	TOPE	
Figura de simulación	Material			Fuerza de impacto [N]
Figura 39	acero seco	acero seco	acero grasoso	19164
Figura 40	acero seco	acero seco	acero seco	19430
Figura 41	acero grasoso	acero grasoso	acero grasoso	20647 con 513 [mm/s]
Figura 42	acero grasoso	acero grasoso	caucho	13524
Figura 43	acero seco	acero seco	caucho	13508

En la tabla se especifican las figuras según los materiales aplicados en el análisis en cada una de las simulaciones de movimiento realizadas.

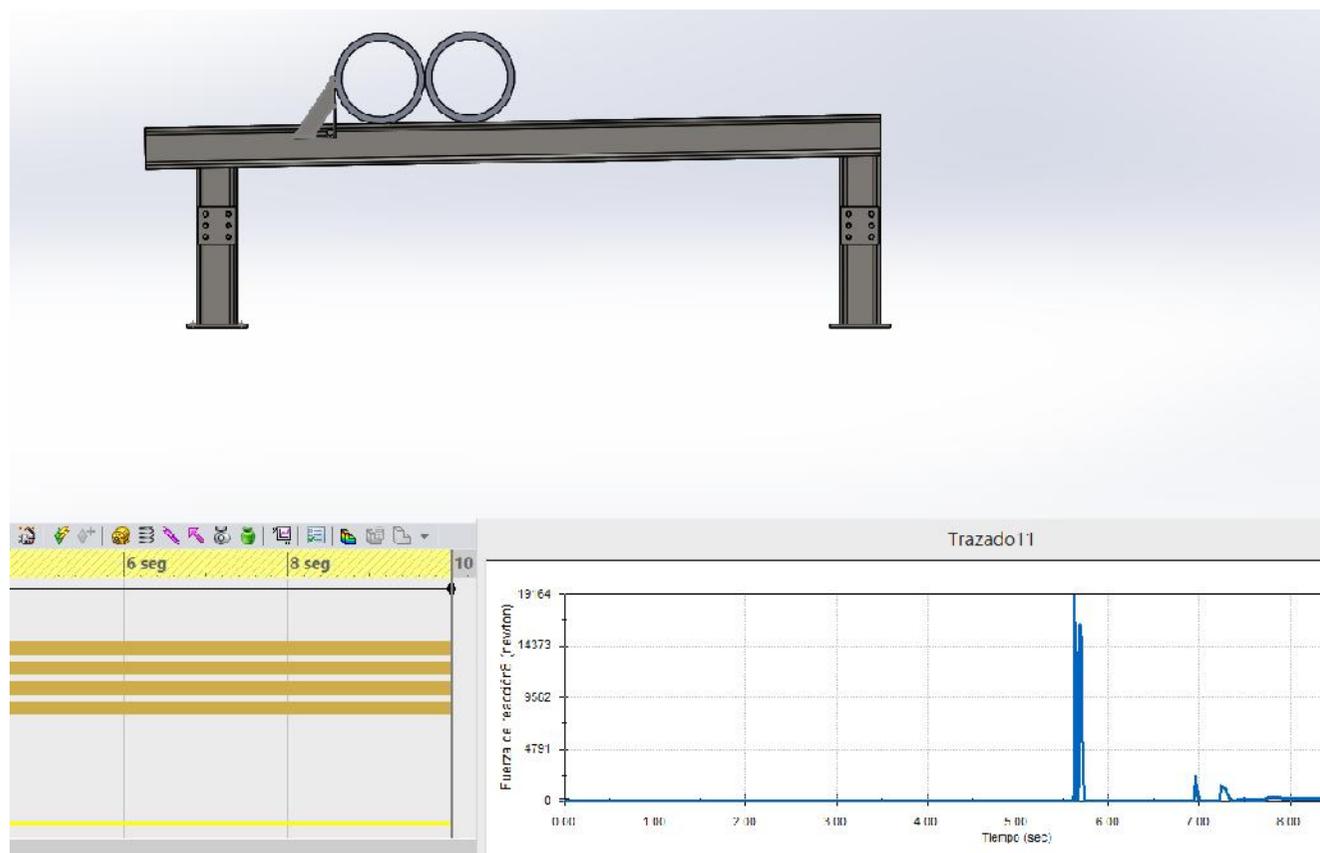


Figura 39. Simulación 1 de la fuerza de impacto de dos tubos con más precisión.

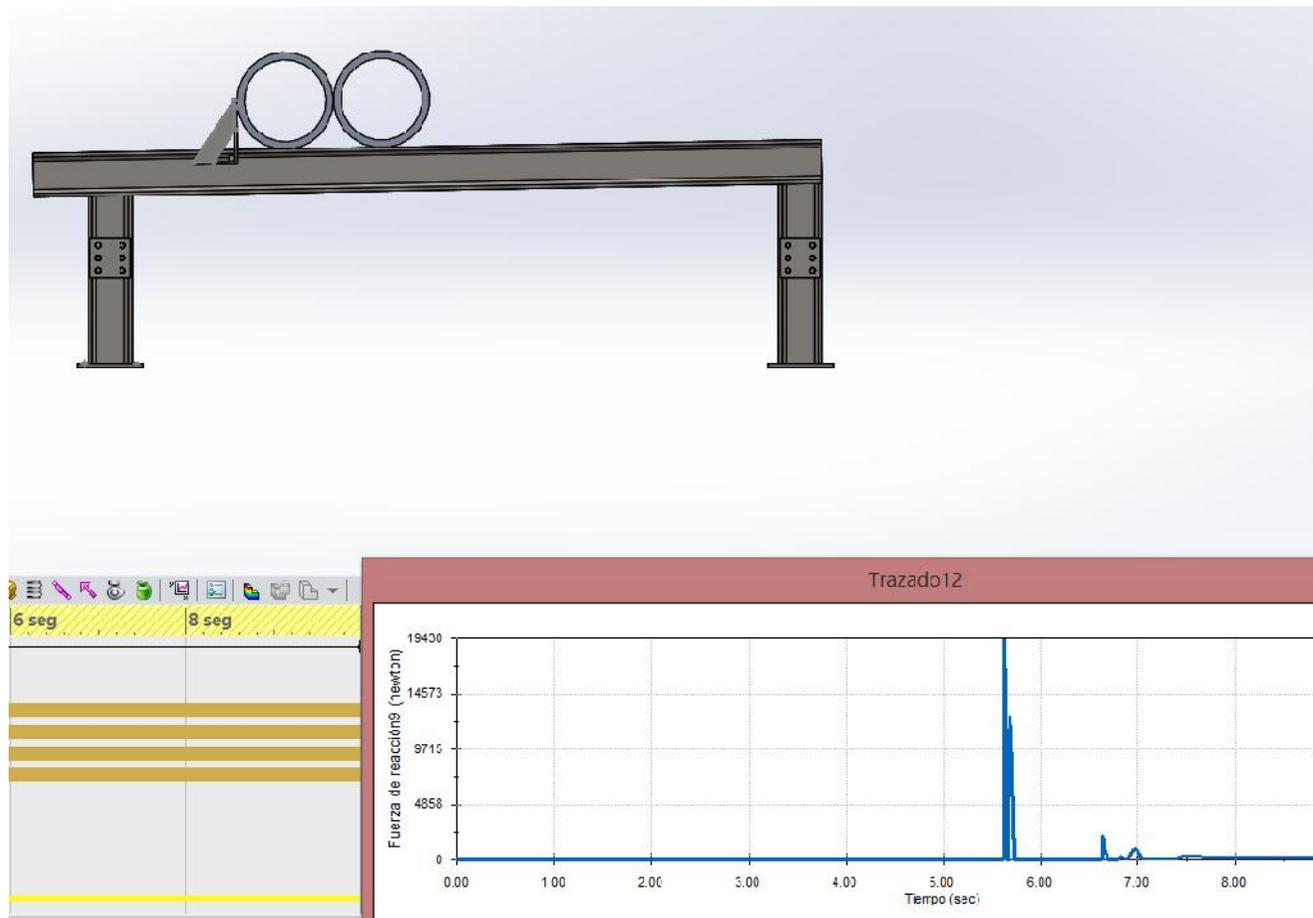


Figura 40. Simulación 2 de la fuerza de impacto de dos tubos.

Nota: Hay que tomar muy en cuenta que la velocidad también alcanzó un valor mayor por la precisión ejercida en el programa: 513 [mm/s].

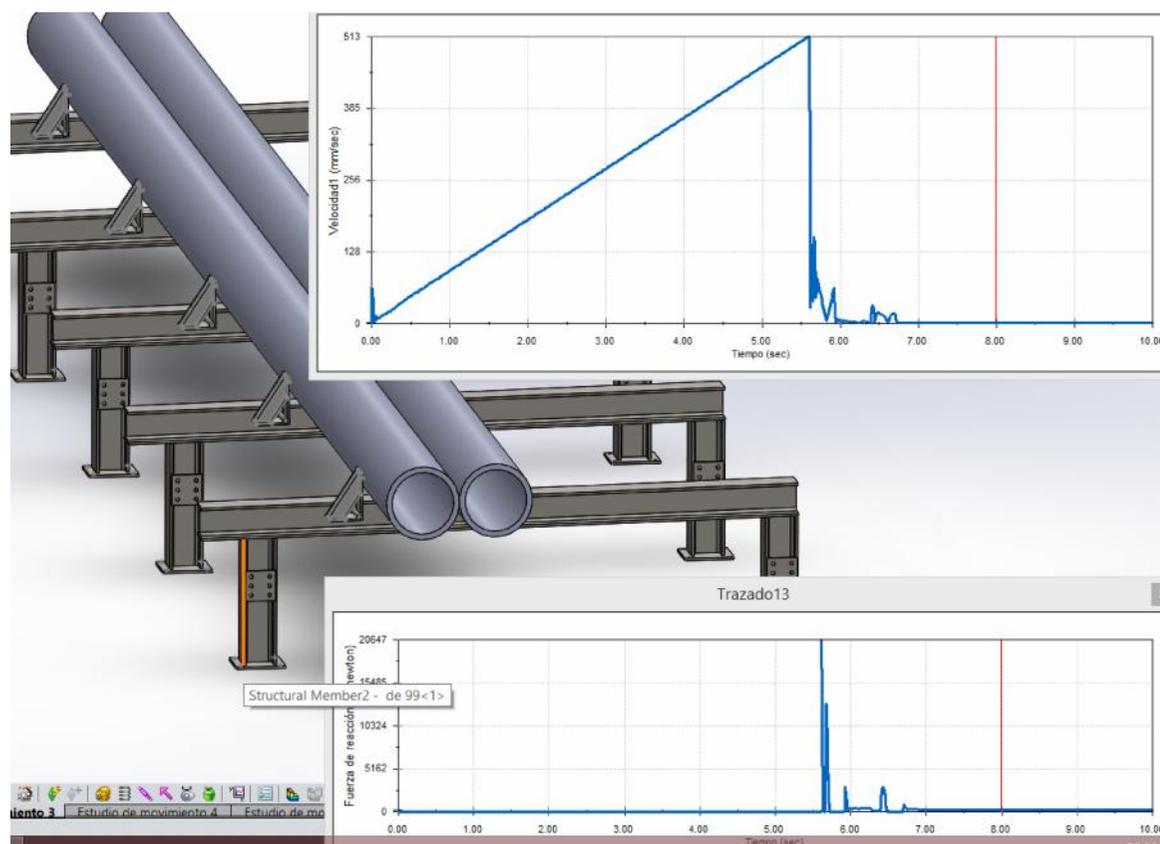


Figura 41. Simulación 3 de la fuerza de impacto de dos tubos.

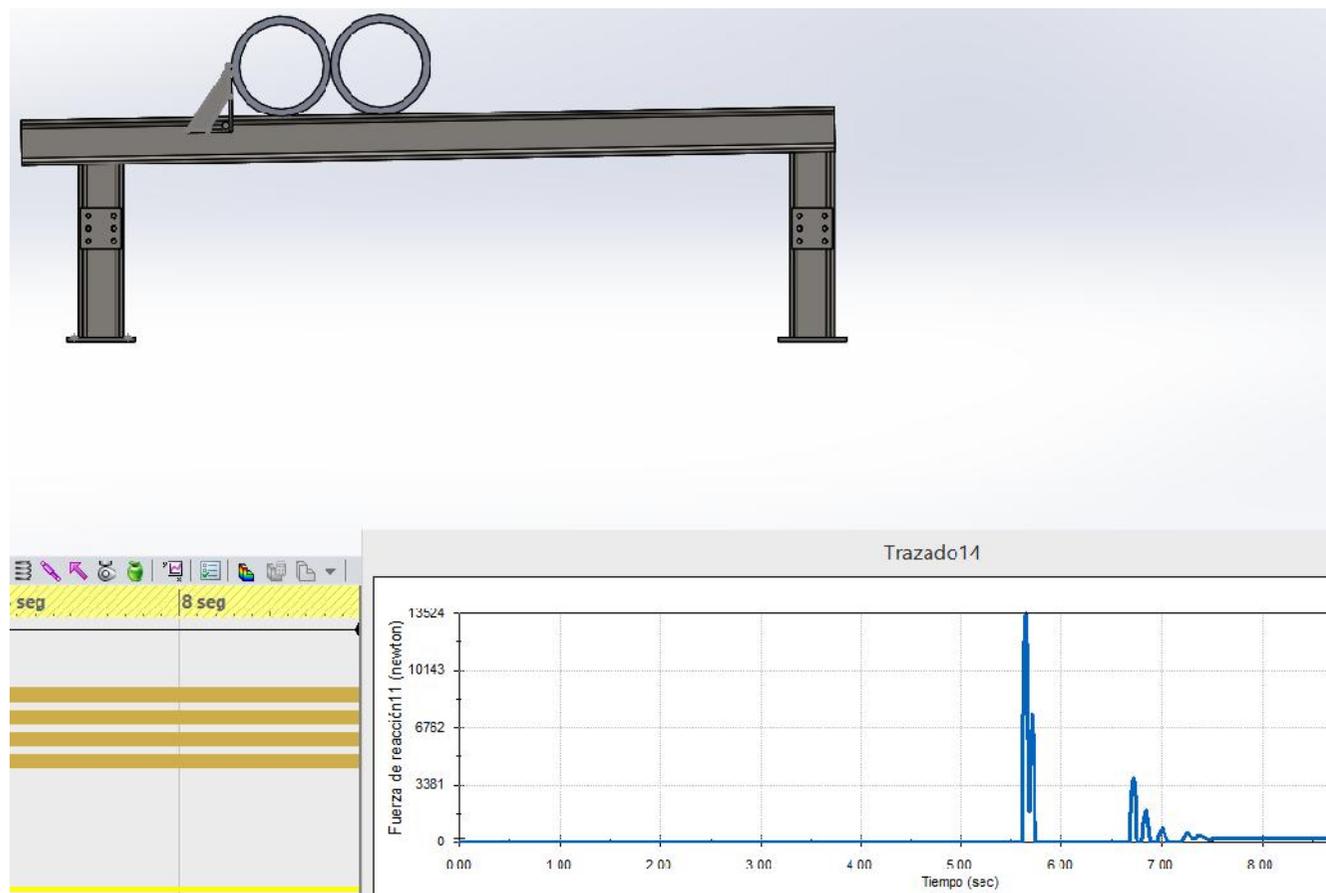


Figura 42. Simulación 4 de la fuerza de impacto de dos tubos.

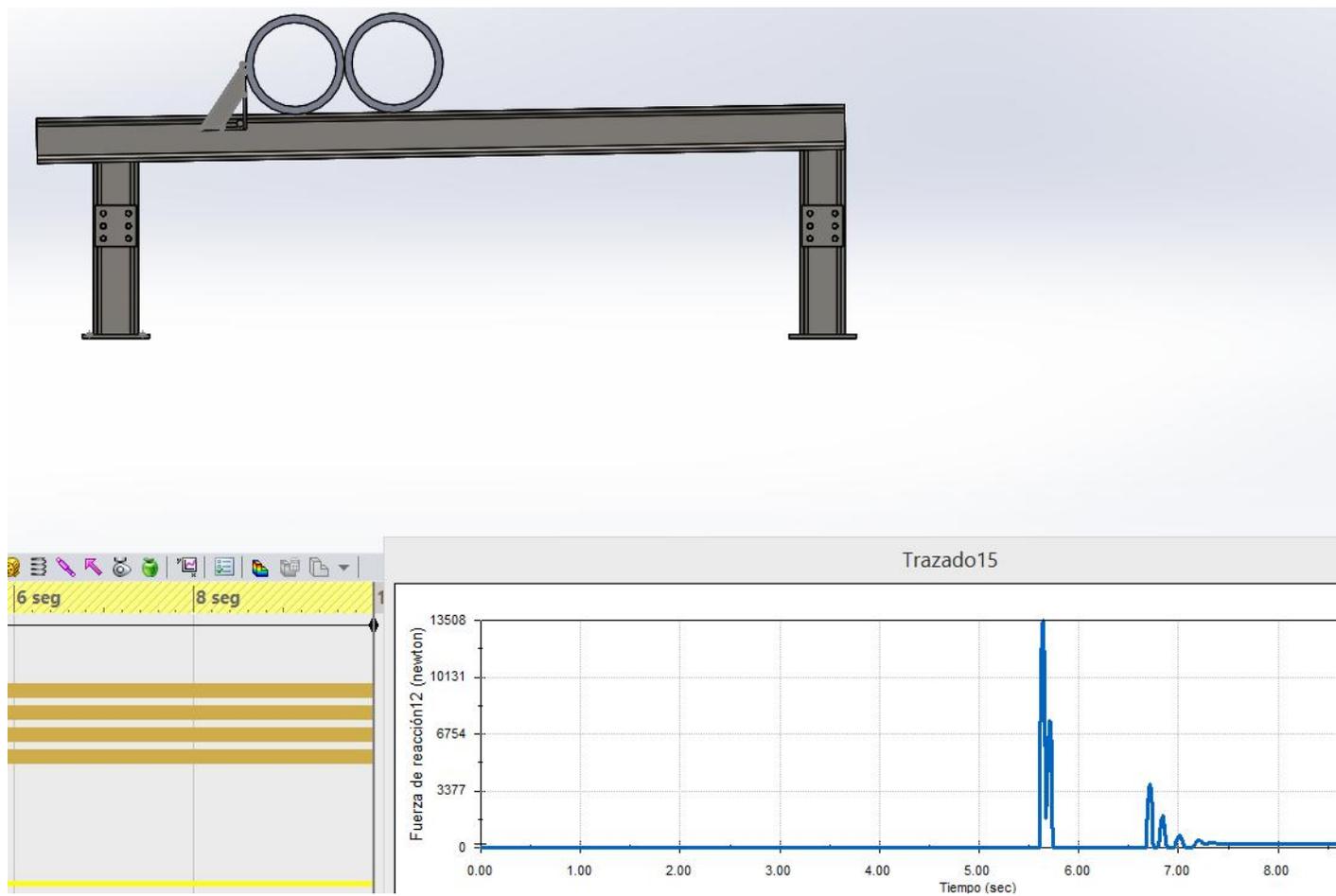


Figura 43. Simulación 5 de la fuerza de impacto de dos tubos.

Como se puede observar en las simulaciones la fuerza de impacto más crítica es aplicando acero grasoso a todos los elementos, característica justificada por las propiedades de la simulación en lo referente a propiedades de resbaladizo y adherente como se puede ver en la Figura 44.

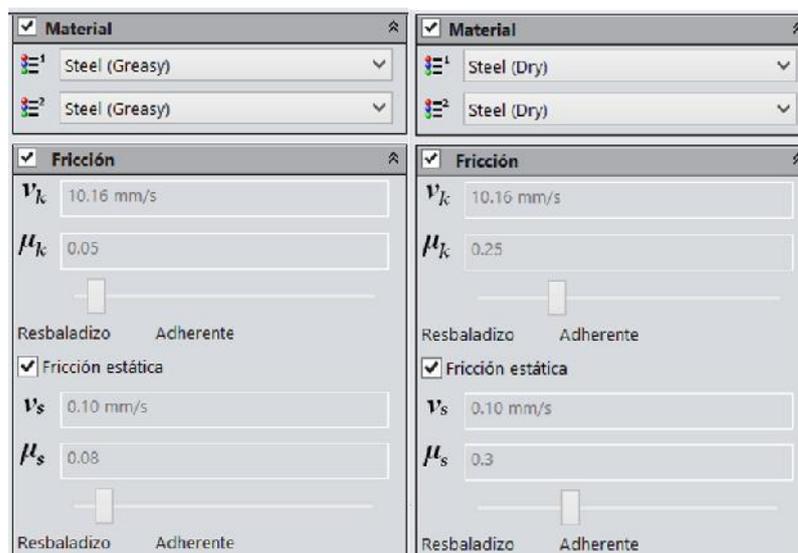


Figura 44. Comparación entre el slider de resbaladizo y adherente entre material acero grasoso y acero seco.

Es difícil determinar si un tubo es grasoso o no, porque intervienen muchos factores, lo mismo pasa con el tope y con la mesa. De todas maneras, se asume que la mesa, el tubo y el tope van a estar al aire libre y que todos los mecanismos diseñados van a tener que resistir a la intemperie, es decir el acero va a estar siempre mojado o engrasado. Esto nos exige generar todas las simulaciones pertinentes, conjugando los materiales necesarios, para al final tomar la fuerza de impacto más crítica.

Cuando el tope se escoge como caucho el valor debe evaluarse con más detalle, porque el software CAD de simulación, toma como si todo el tope fuera de caucho y realmente el tope solo va a tener en su frente una placa de caucho para amortiguar el impacto.

El valor máximo con todos los materiales grasos es de 20 647 [N] (Figura 41), valor bastante grande como para dimensionar un tope. Por otro lado al considerar el tope con material caucho el valor es de 13 524 [N], pero por evaluar el caso más crítico trabajaremos con el valor mayor.

Por último hay que aclarar que el tope en esta simulación está completamente rígido por las relaciones de posición impuestas y esto tampoco es real pero para efectos de cálculos es una aproximación valedera para entrar en un rango de fuerza de impacto con el cual trabajar. Ahora se lo analiza sin esta rigidez y ya en el ambiente verdadero en cual va a trabajar, Figura 45.

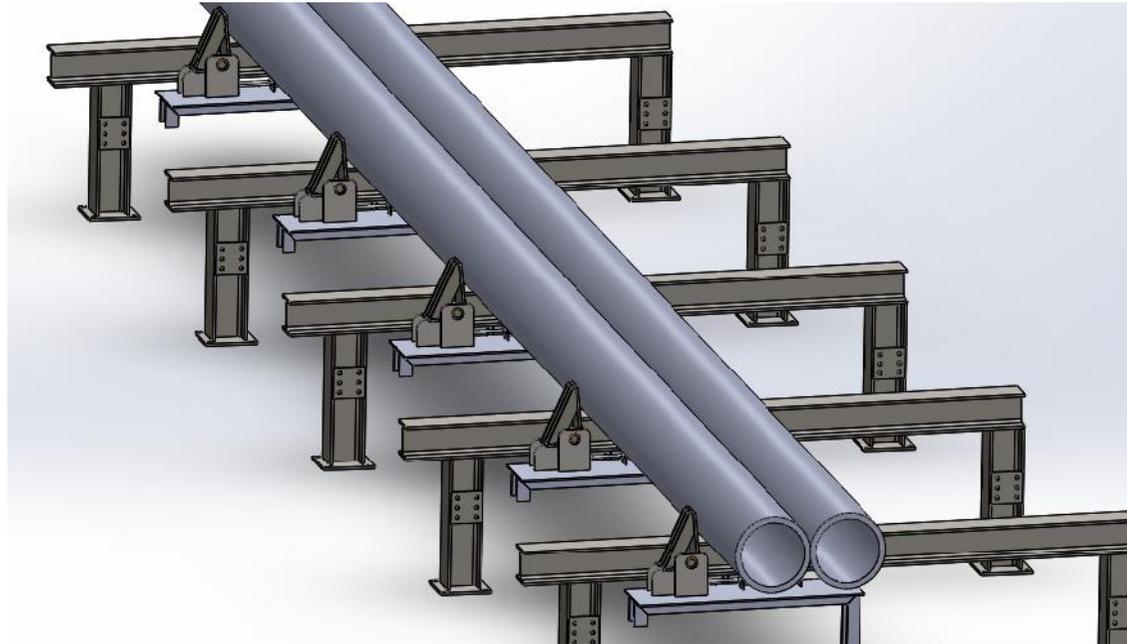


Figura 45. Simulación de dos tubos para encontrar la fuerza de impacto con todo el mecanismo a diseñar instalado.

Es así como se creó una nueva simulación, para obtener un resultado final de la fuerza de impacto. En la Figura 46 se muestra la simulación y el valor de fuerza con el que se trabajarán desde ahora en adelante los cálculos para el dimensionamiento del tope.

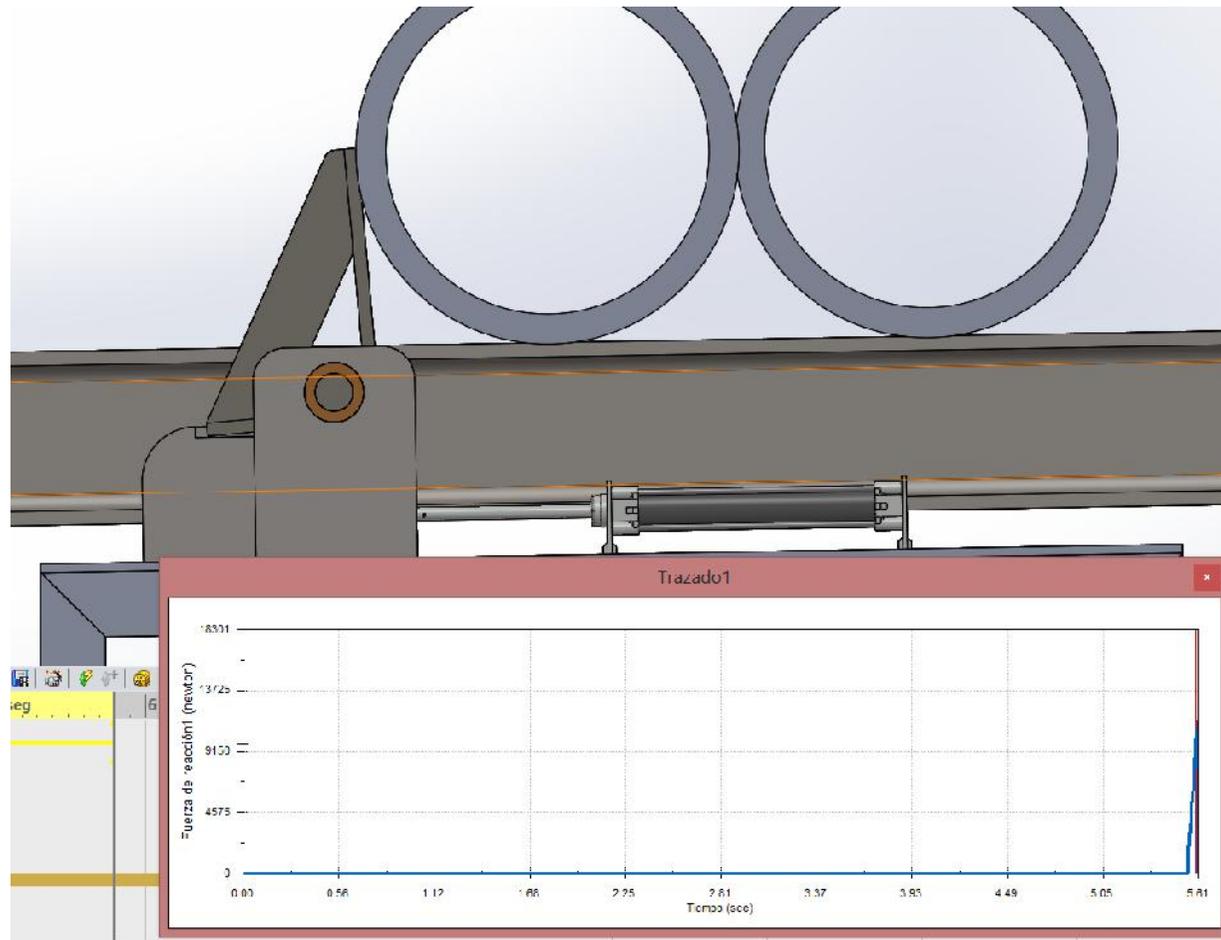


Figura 46. Simulación aproximada a la realidad. Fuerza de contacto resultante: 18301.

4.3 Mecanismo 1: tope fijo

El Tope fijo o mecánico se implementó para contener los tubos de la “línea de almacenamiento” y junto con la ayuda del “mecanismo 2” organizar el paso de los mismos hacia la “línea de alimentación”. Como se mencionó anteriormente, en la mayoría de empresas es prácticamente incontrollable que un montacargas ponga cuidadosamente los tubos dentro de cualquier línea de un tren de rodaje, normalmente se libran pronto del trabajo y los colocan como mejor les conviene. El correcto dimensionamiento del tope mecánico es fundamental porque sin él, todos los mecanismos se verían inutilizados y una falla del mismo provocaría el paro inmediato del tren de rodaje automático.

El valor de la fuerza de impacto que soportará el tope, después de varias simulaciones e innumerables pruebas para obtener resultados más precisos, está en un rango de 18122 [N] a 18301 [N]. Se observó además que mientras menor sea el ángulo de acción de la fuerza es más crítico, debido a que la fuerza en la componente horizontal es mayor. Por consiguiente para manejar los casos más críticos se toma el menor ángulo, provocado por la fuerza de 18122 [N] y la mayor fuerza de 18301 [N].

La fuerza de impacto es fundamental para el dimensionamiento de la estructura que se detalla a continuación. El valor de 18301 [N], fuerza de impacto, es una de las determinantes de diseño y entre otras se encuentran: la correcta rotación del mecanismo, la facilidad de fabricación, el costo de fabricación y como prioridad el factor de seguridad igual a 4 unidades o superior.

El tope mecánico consiste en una estructura en forma triangular la cual se asentará en otro elemento, llamado “impulsador”, el que le provocará la rotación en su propio eje. A continuación se va a detallar todos los por menores del diseño y la forma en la que se debería construir el mecanismo completo para responder a los requisitos de diseño establecidos para el mecanismo 1.

Para la fabricación del mecanismo en su totalidad se utilizará planchas de acero 1020 de diferentes espesores a lo largo de todos los elementos diseñados. Comercialmente encontradas en el mercado ecuatoriano (Dipac y Novacero), con las especificaciones siguientes para que cumplan con todos los análisis de elementos finitos realizados (Tabla 16):

Tabla 16

Propiedades del material acero 1020.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,29	N/D
Módulo Cortante	77000	N/mm ²
Densidad	7900	kg/m ³
Límite de tracción	420,51	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	351,57	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1,5e-0,005	/K
Conductividad térmica	47	W/(m·K)
Calor específico	420	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material	-	N/D

Se necesita piezas realizables en el Ecuador para la respectiva fabricación, además de que como resultado sean piezas funcionales con un factor de seguridad determinado por la empresa.

4.3.1 Tope fijo o mecánico

Consiste de los siguientes elementos:

- 2 placas rectangulares.
- 3 placas de las dimensiones específicas, que fueron impuestas como nervios. (Figura 47).

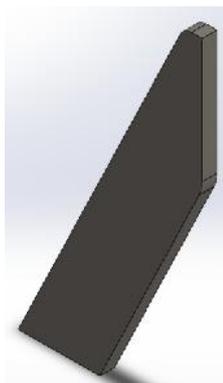


Figura 47. Nervio del tope mecánico.

- 3 sujetadores para el eje, contruidos con placas de espesor 20 milímetros con medidas específicas, los cuales después de varios intentos de simulación y evolución¹ de diseño, llegaron a tener una forma final realizable y funcional (Figura 48).

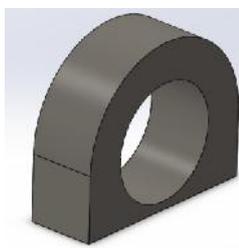


Figura 48. Croquis de los sujetadores del eje

- Un eje para el mecanismo de giro correspondiente.

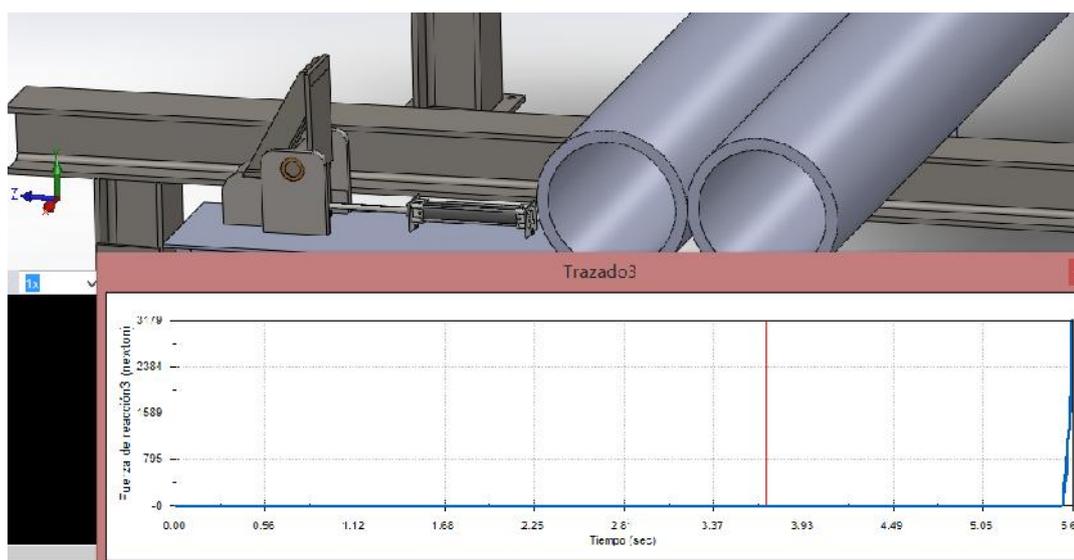
¹ Revisar imagen "Evoluciones tope" del Anexo 2.

Revisar MCT-15-01 y MCT-15-02 del Anexo1, para verificar las ubicaciones de los elementos del tope mecánico en su respectivo lugar, las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes, el detalle de soldadura y la tabla de los materiales

Nota: Todos los dimensionamientos parten del ensamblaje global que se encuentra en el plano MCT-15-001.

Para comprobación de la factibilidad y la resistencia de lo antes diseñado se recurre a elementos finitos, con los siguientes parámetros:

- Una fuerza con una inclinación de 10.10° , ángulo obtenido por de las componentes resultantes de la fuerza de 18 122 [N] halladas en las gráficas de simulación de impacto de los tubos (
- Figura 49 y
-
-



- Figura 50). Un valor total de la fuerza aplicada ya mencionada de 18 301 [N] (Figura 51).

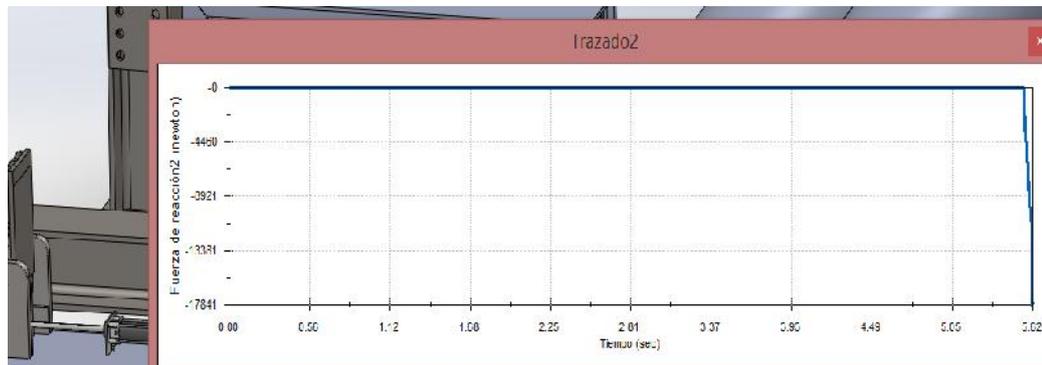


Figura 49. Componente Z de la fuerza resultante, con valor de 17841 [N].

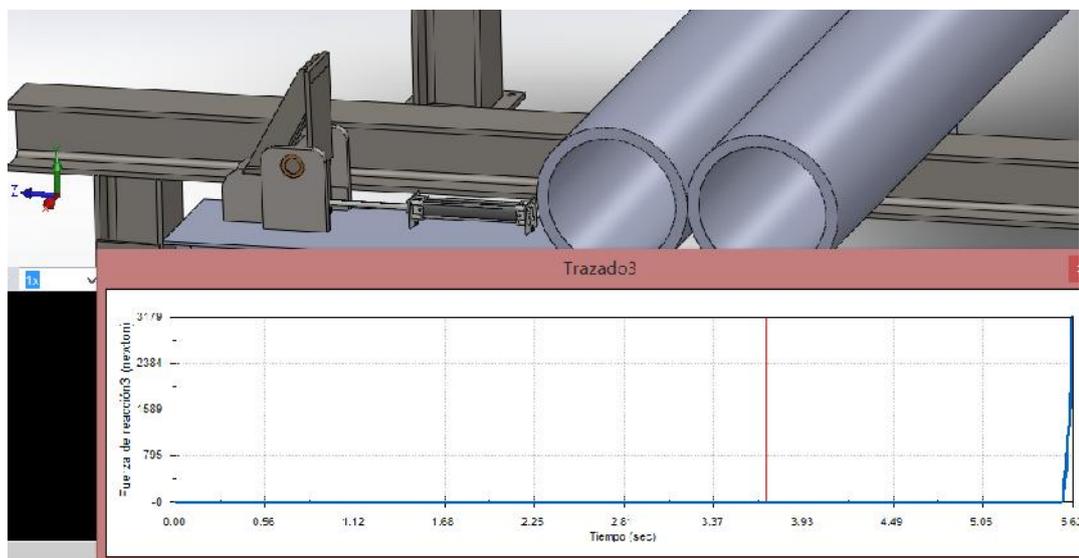


Figura 50. Componente Y de la fuerza resultante, con valor de 3179 [N].

El ángulo se obtiene del siguiente cálculo:

$$\text{Tg}(\alpha) = \frac{3179}{17841} \quad \alpha = 10.10^\circ.$$

$$\text{fuerza} = \sqrt{3179^2 + 17841^2} \quad \text{fuerza} = 18122.01 \text{ N}$$



Figura 51. Ángulo de la fuerza aplicada.

- Un contacto global de unión rígida, resaltado en color rojo por el software de simulación, el cual evalúa los componentes como si estuvieran soldados durante la simulación.
- Un contacto sin penetración entre el eje y los soportes, resaltado en color morado, donde los componentes o sólidos no se penetran entre sí durante la simulación independientemente de su condición de contacto inicial.

Nota: Se tendrá un análisis de las caras unidas por soldadura y las caras impuestas para no penetración. (Figura 52).

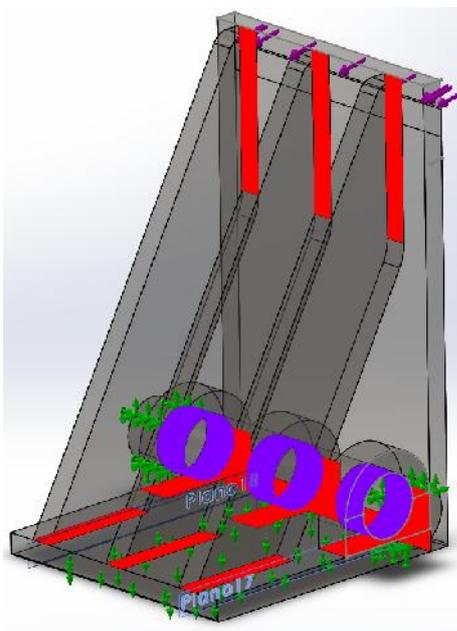


Figura 52. Trazado de visualización de los contactos del tope.

- Una sujeción fija en el eje que tendrá contacto con el buje. La sujeción fija fue resultado de varias pruebas en las que se llegó a la conclusión de que esta sujeción era lo más aproximado a lo que pasaría en el mecanismo ya completo. Y Rodillo/control deslizante en la cara que tendrá contacto con el “impulsador”. (Figura 53).

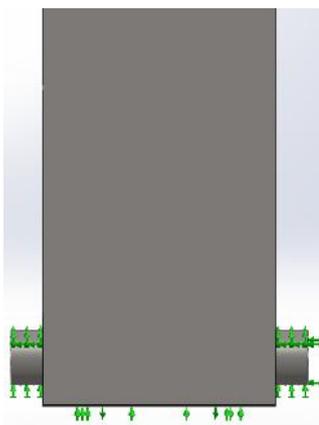
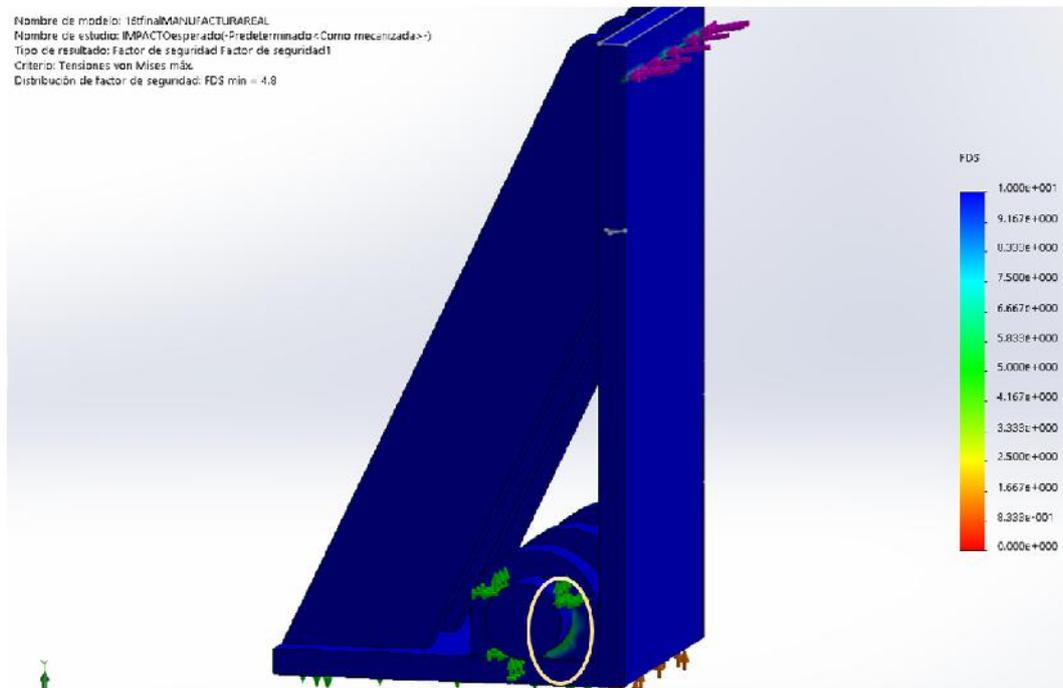


Figura 53. Sujeciones impuestas para la simulación del tope mecánico.

Al aplicar un análisis estático por elementos finitos con el proceso anterior mencionado se obtienen los resultados enlistados a continuación con su respectiva imagen de comprobación:

- En

la



- Figura 54 se observa que el factor de seguridad mínimo es de 4.8 y está ubicado entre el extremo del sujetador y el eje.

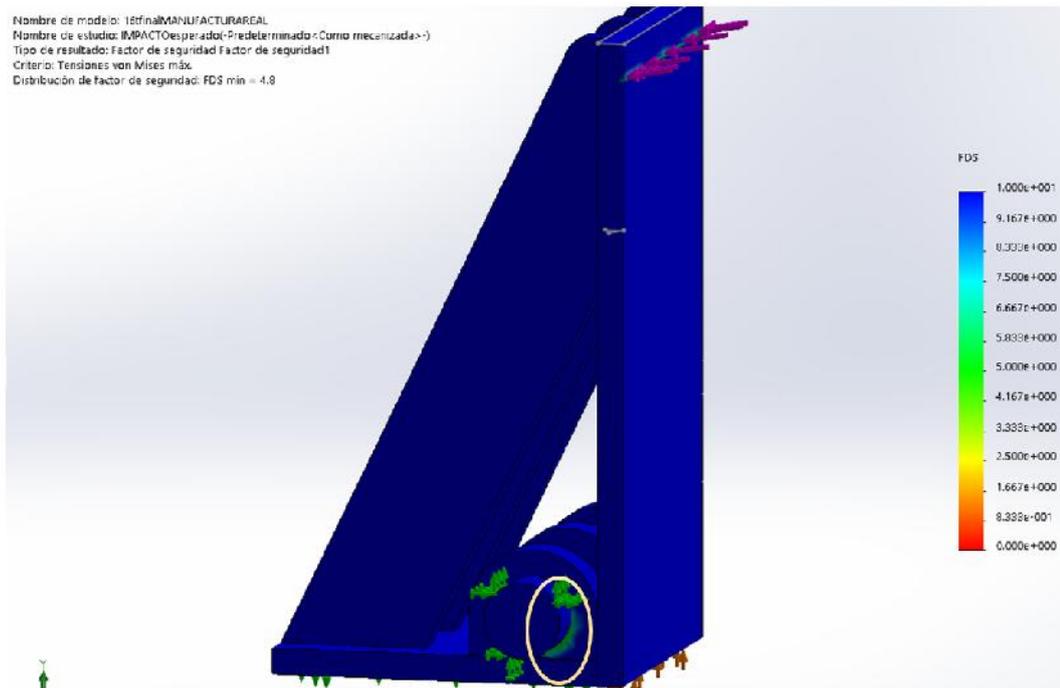


Figura 54. Gráfica del factor de seguridad del tope mecánico.

- En el Análisis de desplazamientos (Figura 55) se observa que el desplazamiento máximo es de 0.1393 milímetros en el punto de impacto.

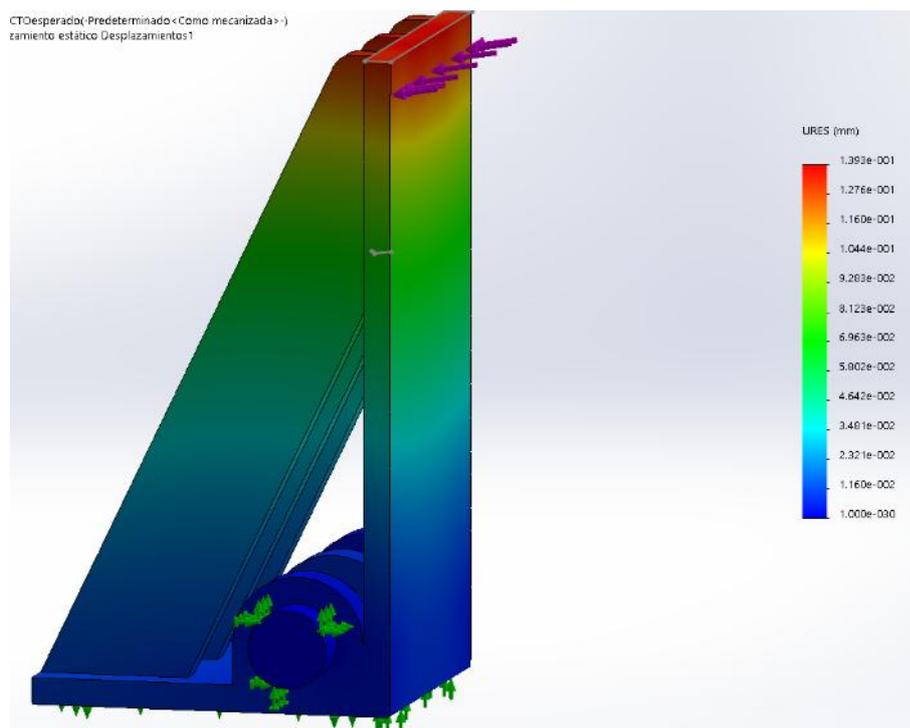


Figura 55. Gráfica de los desplazamientos del tope mecánico.

- En el análisis de fatiga se consideró lo siguiente: 1 millón de ciclos, LR=0 (carga no completamente invertida) y análisis con material en curvas de acero al carbono ASMT.
- Se observa que el valor mínimo de carga es de 2.176 unidades (para que exista un fallo debe ser menor a 1), en el punto que también falla el análisis de factor de seguridad en carga estática (Figura 56).

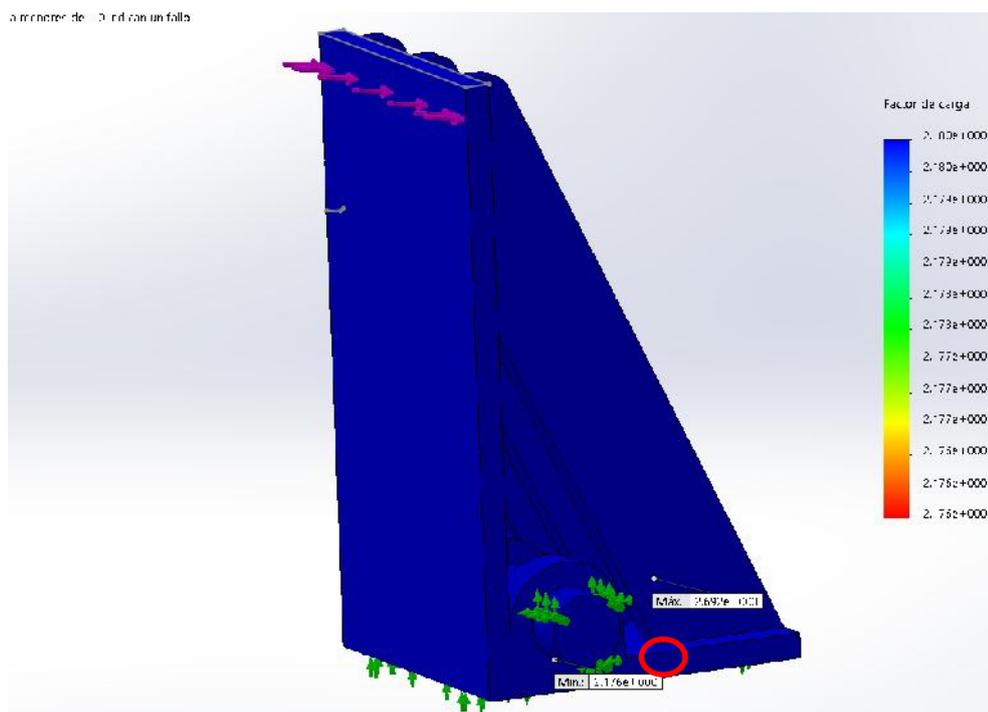


Figura 56. Gráfica de la fatiga del tope mecánico.

Para poder realizar cálculos y así poder dimensionar los elementos que vienen a continuación, se toma en cuenta datos que nos brinda el software de simulación CAD que es la fuerza en magnitud que aguantará el eje (Figura 57) y la fuerza que será transmitida al impulsador (Figura 58). Para comprobar que el cálculo del software es correcto, con estos valores se procederá a realizar el dimensionamiento del factor de seguridad del buje el cual debe ser igual o superior a 4.8.

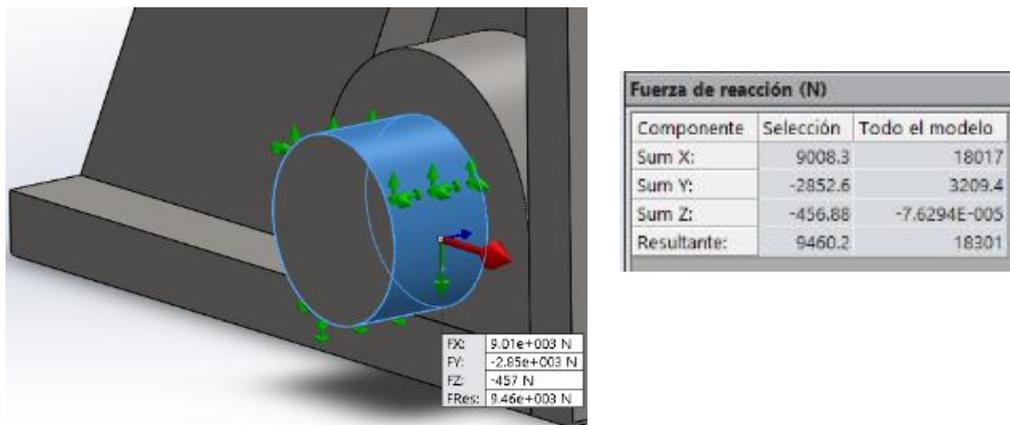


Figura 57. Fuerza resultante en el extremo del eje.

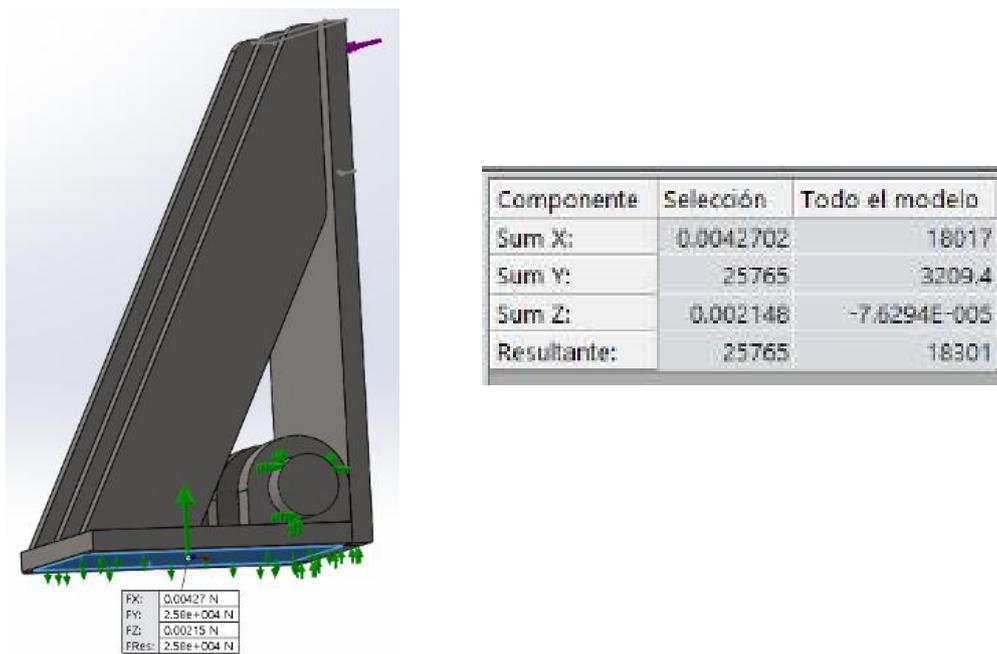


Figura 58. Fuerza resultante en la base del tope mecánico.

4.3.2 Buje

Es posible obtener los dimensionamientos del buje haciendo referencia al catálogo (SKF, 2014), verificando sus diferentes propiedades y características físicas. Se obtuvieron las siguientes fórmulas aplicables. (Figura 59).

<p>The sliding velocity can be calculated using</p> $v = n \times \pi \times d / (60 \times 1\,000)$ <p>where</p> <p>v = sliding velocity, m/s n = rotational speed, r/min d = bore diameter of bushing, mm</p>	<p>The specific bearing load can be calculated using</p> $p = F / (d \times B)$ <p>where</p> <p>p = specific bearing load, N/mm² F = bearing load, N d = bore diameter of bushing, mm B = width of bushing, mm</p>
---	--

Figura 59. Fórmulas del catálogo SKF para bujes de bronce

El análisis del factor de seguridad para el buje es el siguiente:

$$p = 100 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] = \text{carga específica del buje}$$

$$f = 9460.2 \text{ [N]} = \text{carga en el buje}$$

$$d = 35 \text{ [mm]} = \text{diámetro interno del buje}$$

$$B = 20 \text{ [mm]} = \text{largo del buje}$$

$$p = \frac{f * fs}{d * B}$$

fs = n = factor de seguridad:

$$n = \frac{p * d * B}{f} = 7.399$$

La carga permisible del buje sólido está entre 50 a 140 [N/mm²] como se ve en la Figura 60, para carga dinámica y estática respectivamente. Nuestro mecanismo manejará velocidades demasiado bajas por lo tanto no se escogerá ni la carga permisible estática ni la carga dinámica, sino un valor intermedio.

En la Figura 60, se muestran los valores de temperatura, coeficiente de fricción, las tolerancias que se puede aplicar, su dureza y rugosidad, todo dentro de los parámetros establecidos para nuestro diseño.

El valor de rugosidad es importante para evaluar la calidad superficial y va de 0.8 y 1.6 (LARBURU, 2001, pág. 278) además data de un estado superficial refinado (las estrías no son visibles a simple vista). Consecuentemente la calidad superficial es buena y su aplicación es para piezas fatigadas por flexión y torsión, ajuste de deslizamiento y presión; características óptimas para la aplicación que se está desarrollando.

 	
Solid Bronze The all-round runner	
Temperature range, °C	-40 .. +150
Friction coefficient μ	0,08 .. 0,15
Permissible load, N/mm ²	
- dynamic ($v < 0,01$ m/s)	50
- static ($v = 0$ m/s)	140
Permissible sliding velocity, m/s	0,5
Shaft tolerance	e7 – e8
Housing tolerance	H7
Shaft roughness R_a , μm	0,8 .. 1,6
Shaft hardness, HB	180 – 400
Assortment	
Product series designation	PBM PBMF

Figura 60. Especificaciones técnicas del buje de bronce (SKF, 2014).

El buje que se escogió es un buje sólido de bronce, que tiene las dimensiones del catálogo y su respectivo código ilustrado en la Figura 61.

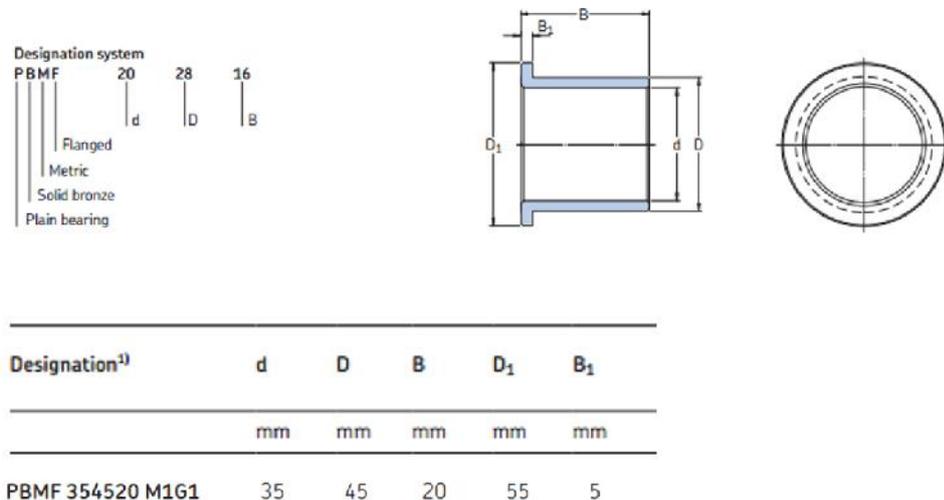


Figura 61. Código del buje con sus respectivas dimensiones ilustradas en un gráfico (SKF, 2014).

Características como: carga específica, trabajo en ambientes hostiles, resistencia a la corrosión, resistencia a impactos, fricción baja y la poca desalineación (Figura 62), fueron determinantes para la elección.

SKF	Solid Bronze The all-round runner	Sintered Bronze The test runner	Wrapped Bronze The cross country runner	PTFE Composite The long runner	POM Composite The up-hill runner	Stainless Backed Composite The smooth & shiny runner	PTFE Polyamide The jogging runner	Filament Wound The heavy duty runner
Self-lubricating performance	-	+	-	++	+	++	++	++
Maintenance-free operation	-	+	0	++	+	++	++	++
Dirty environment	+	0	++	-	0	-	-	+
Corrosion resistant	+	0	+	0	0	++	++	++
High temperature	+	-	+	++	0	+	0	+
High load	0	-	0	+	++	+	0	++
Shock loads/vibrations	+	0	+	0	0	0	-	++
High sliding velocity	-	++	0	+	+	+	0	-
Low friction	-	+	-	++	++	++	0	++
Poor shaft surface finish	+	-	0	-	0	-	0	0
Small operating clearance	-	0	0	++	+	+	0	-
Insensitive to misalignment	+	0	0	-	0	-	0	+
Low price level	0	+	+	++	++	-	++	-
Assortment								

Figura 62. Especificaciones del buje de bronce sólido y otros característicos (SKF, 2014).

El proceso de ensamblado del tope mecánico y todo lo que permitirá su correcto movimiento se detallará después de analizar los respectivos ajustes entre los elementos del mecanismo, es decir acoplando: buje, bases, nervios, placas, etc., para posteriormente adaptarlo a una mesa que será la que contendrá el mecanismo.

4.3.3 Ajustes y Tolerancias

Para comenzar con el análisis del mecanismo 1, en lo que se refiere a ajustes y tolerancias, primero se toma en cuenta que hay que adquirir dos bujes de bronce. Se tiene que analizar las características y sobre esos datos basar la fabricación del resto de piezas. En lo que tiene que ver con la rugosidad ya se explicó que se trata de un refinado como estado superficial. Con respecto a la calidad del buje, según la Tabla 17 para un agujero de 35 mm con calidad IT7 u IT8 (Figura 60), su tolerancia está entre 0.025 a 0.039 milímetros.

Tabla 17

Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm), tolerancias ISO, dimensiones menores a 500 [mm].

Grupos de dimensiones en mm		Calidad																	
Mayor de	Hasia	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250*	400*	600*
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

* Hasta 1 mm las calidades 14 a 16 no están previstas.

Fuente: (Balboa, 1977, pág. 37).

Iniciamos el análisis conociendo el diámetro de 35 milímetros del buje y además el ajuste con juego que se quiere conseguir entre el buje y el eje dado por la rotación que se debe ejecutar entre estos dos elementos. Por tanto el ajuste será de H7-f7 para el buje de bronce y para el eje respectivamente. De esta manera, según la Tabla 18 el valor de desviación será hasta de -0.025. La relación H7/f7 tiene las siguientes características para el mecanismo diseñado:

- Es una relación específica para agujero base.
- Es una relación para: un movimiento limitado en máquinas de precisión, para posicionamientos precisos en caso de velocidades moderadas (menores a 600 [r.p.m.]) y para presión en la pieza macho. Características que se requieren para la aplicación.

Por tanto el eje tendrá un valor final de 34.975 milímetros para cumplir con el ajuste.

Tabla 18

Desviaciones fundamentales en milímetros para zonas de tolerancia de ejes. Los intervalos de tamaños básicos son: sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación superior					Desviación inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0.060	-0.020	-.0006	-0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3-6	-0.070	-0.030	-0.010	-0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6-10	-0.080	-0.040	-0.013	-0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10-14	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14-18	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18-24	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24-30	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30-40	-0.120	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40-50	-0.130	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50-65	-0.140	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65-80	-0.150	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102

Fuente: (Balboa, 1977, pág. 38).

Las dimensiones finales, con sus respectivas tolerancias para el eje como para el agujero, son las siguientes:

Diámetro del eje: $35_{-0.0}^{0.0}$

Diámetro del agujero- buje de bronce: $35_{-0.0}^0$

Continuando con el análisis entre el eje y el sujetador de eje, se dará la misma relación que tienen el eje y el buje. Solo que en este caso la medida del buje lo adopta el sujetador. Por tanto la fabricación del sujetador debe ser de las mismas medidas del buje de bronce. Así se tendría la misma relación H7/f7 siendo ahora el agujero base el sujetador. De la siguiente manera:

Diámetro del eje: $35_{-0.0}^{0.0}$

Diámetro del agujero del sujetador: $35_{-0.0}^0$

Finalmente queda por analizar la relación entre el buje y la placa base, denominada "pared" detallada posteriormente. Conociendo que el diámetro exterior del buje es de 55 milímetros para la parte de la brida y 45 milímetros para el buje en sí (Figura 61). Estas medidas actuarán como eje base para el ajuste entre el buje y la placa base, además el ajuste que se quiere conseguir entre el buje y la placa base es un ajuste con interferencia. El ajuste será de S7 para el eje y h7 para el agujero y así, según la Tabla 19, el valor de desviación será hasta de -0.043. La relación S7/h7 tiene las siguientes características:

- Es una relación determinada para eje base.
- Es una relación que se utiliza para: movimientos con interferencia que se utilizan para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas.
- Es el ajuste más apretado admisible para piezas de fundición.

Tabla 19

Desviaciones fundamentales en milímetros (mm) para zonas de tolerancia de agujeros. Los intervalos de tamaños básicos son sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación inferior					Desviación superior				
	C	D	F	G	H	K*	N*	P**	S**	U**
0-3	+0.060	+0.020	+0.0006	+0.002	0	0	-0.004	-0.006	-0.014	-0.018
3-6	+0.070	+0.030	+0.010	+0.004	0	-0.001+ δ	-0.008+ δ	-0.012	-0.019	-0.023
6-10	+0.080	+0.040	+0.013	+0.005	0	-0.001+ δ	-0.010+ δ	-0.015	-0.023	-0.028
10-14	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
14-18	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
18-24	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.041
24-30	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.048
30-40	+0.120	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.060
40-50	+0.130	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.070
50-65	+0.140	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.053	-0.087
65-80	+0.150	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.059	-0.102
80-100	+0.170	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.071	-0.124
100-120	+0.180	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.079	-0.144
120-140	+0.200	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.092	-0.170
140-160	+0.210	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.100	-0.190
160-180	+0.230	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.108	-0.210
180-200	+0.240	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.122	-0.236
200-225	+0.260	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.130	-0.258
225-250	+0.280	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.140	-0.284
250-280	+0.300	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.158	-0.315
280-315	+0.330	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.170	-0.350
315-355	+0.360	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.190	-0.390
355-400	+0.400	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.208	-0.435
400-450	+0.440	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.232	-0.490
450-500	+0.480	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.252	-0.540

Fuente: (Balboa, 1977, pág. 45).

Las dimensiones finales para la placa base (“pared”) y buje son las siguientes:

Diámetro del eje del buje: $45_{0}^{0.0}$

Diámetro del agujero de la placa base: $45_{-0.0}^{0.0}$

Diámetro de la brida del buje: $55_{0}^{0.0}$

Diámetro de la placa base para el espacio de la brida: $55_{-0.0}^{0.0}$

4.3.4 Estructura Base:

Ahora se procede a diseñar los elementos que faltan para completar el mecanismo 1 que son: placa base (pared), impulsador y tope inferior. Para la placa base del mecanismo se hizo una serie de simulaciones de elementos finitos y varios dimensionamientos para llegar al diseño final que se detallan en la Figura 63.

La base del mecanismo consta de una placa de espesor 20 milímetros, con dos agujeros de diferentes diámetros para que el buje calce y quede al ras de la placa. En la parte inferior como pie de asentamiento se implementó una placa de espesor 12 milímetros y como nervios dos estructuras triangulares que se las puede fabricar a partir de una placa de 20 milímetros de espesor.

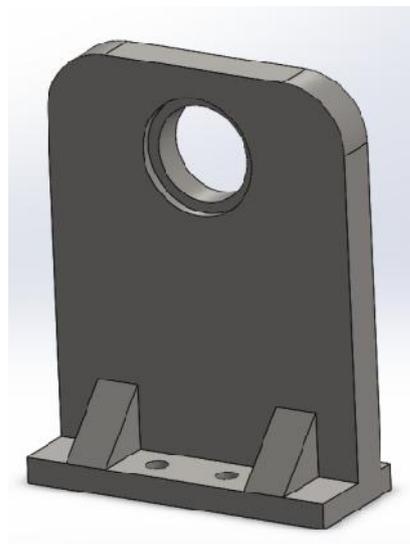


Figura 63. Imagen general de la base del mecanismo 1.

Tomando en cuenta que son dos bases idénticas al uno y al otro lado del eje, para la correspondiente fabricación se necesita:

- 2 placas rectangulares.
- 2 nervios triangulates (Figura 64).

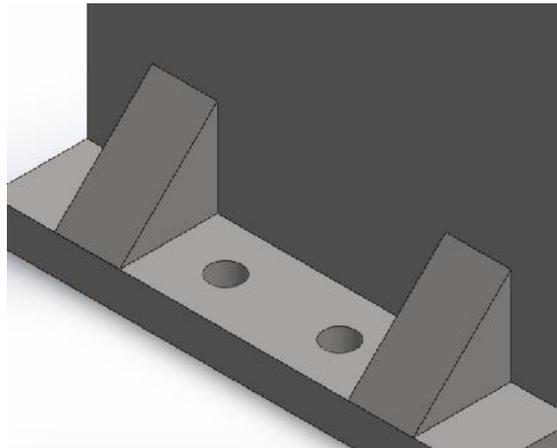


Figura 64. Nervios en forma de triángulo isósceles de la base del mecanismo1.

- Huecos respectivos para los pernos M10, para sujeción con la mesa la que se detallará posteriormente.
- Se diseñaron además en cada una de las placas bases, dos placas que no permitirán el paso, evitando que el retorno del tope sea abrupto contra el impulsador. (Figura 65).

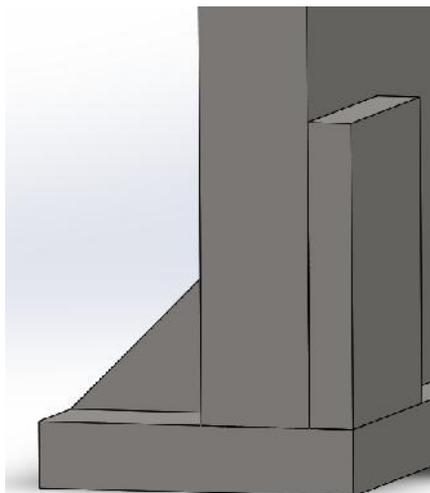


Figura 65. Tope controlador para el retorno del tope.

Revisar MCT-15-03 y MCT-15-04 del Anexo1, para verificar las ubicaciones de los elementos de la estructura base en su respectivo lugar, las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes, el detalle de soldadura y la tabla de los materiales

El resultado de lo antes mencionado deja al mecanismo como lo muestra la Figura 66.

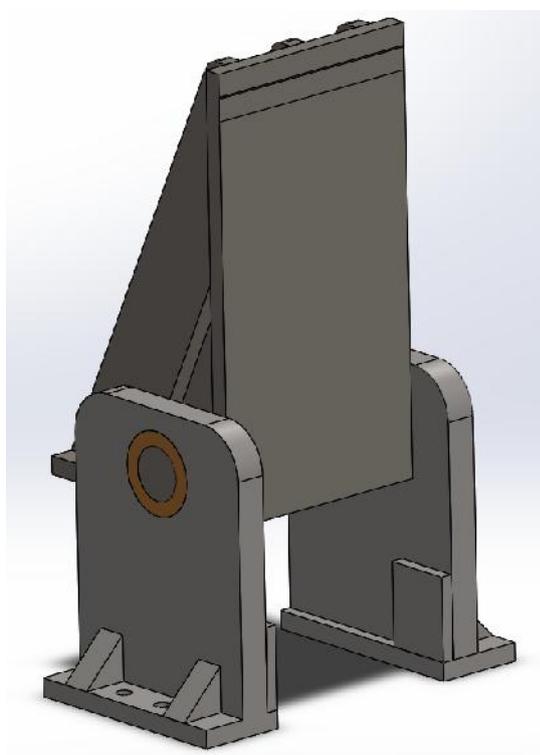


Figura 66. Imagen del tope con la base y los bujes, después de su respectiva fabricación.

También se elaboró un plano para el dimensionamiento de todas las medidas para el conjunto armado, además de especificar las medidas y respectiva ubicación de las placas anti-retorno. Revisar MCT-15-05 del Anexo1.

Para comprobación de la resistencia de lo antes mencionado se recurre a elementos finitos, con parámetros similares a los mencionados para el análisis de la estructura del tope. Con las siguientes ilustraciones guías para la visualización de lo realizado:

- Análisis de las caras que se verán unidas por soldadura y las caras impuestas para no penetración. Figura 67.

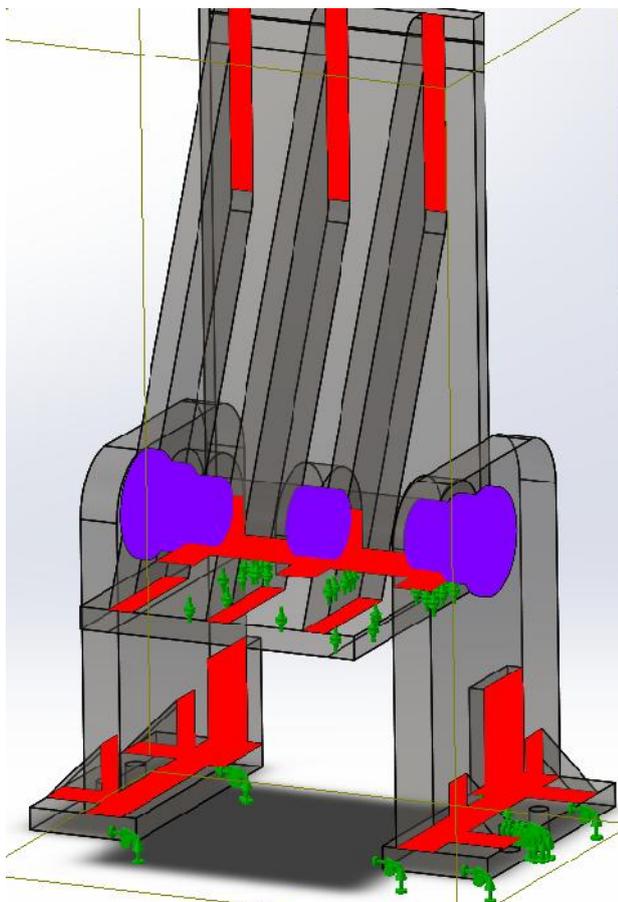


Figura 67. Trazado de visualización de los contactos del tope con la base y los bujes.

- Factor de seguridad mínimo de 4.2 (Figura 68) ubicado entre el extremo del sujetador y el eje. El fallo es ampliado en la (Figura 69) para mejor ilustración. Hay que tomar en cuenta que es el mismo lugar donde el tope falla sin ser ensamblado.

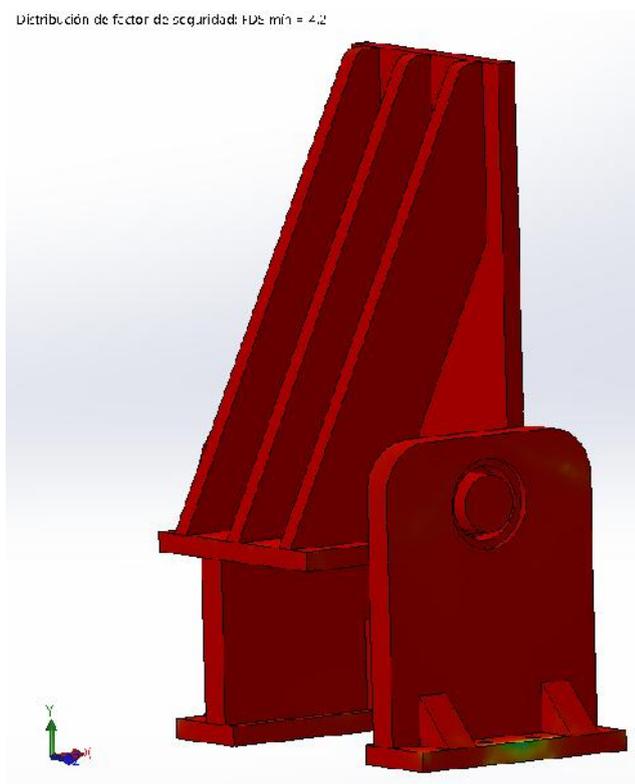


Figura 68. Gráfica del factor de seguridad del tope con la base y los bujes.

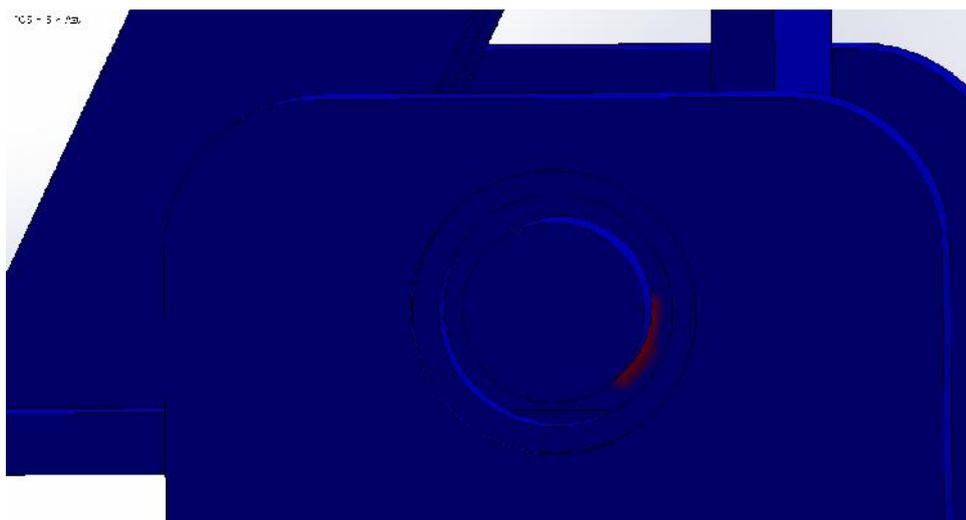


Figura 69. Imagen ampliada del lugar de falla para un factor de seguridad menor a 5 unidades.

- Análisis de desplazamientos que nos calcula el simulador CAD de elementos finitos. Se observa que en el punto de impacto el desplazamiento máximo es de 0.1661 milímetros (Figura 70):

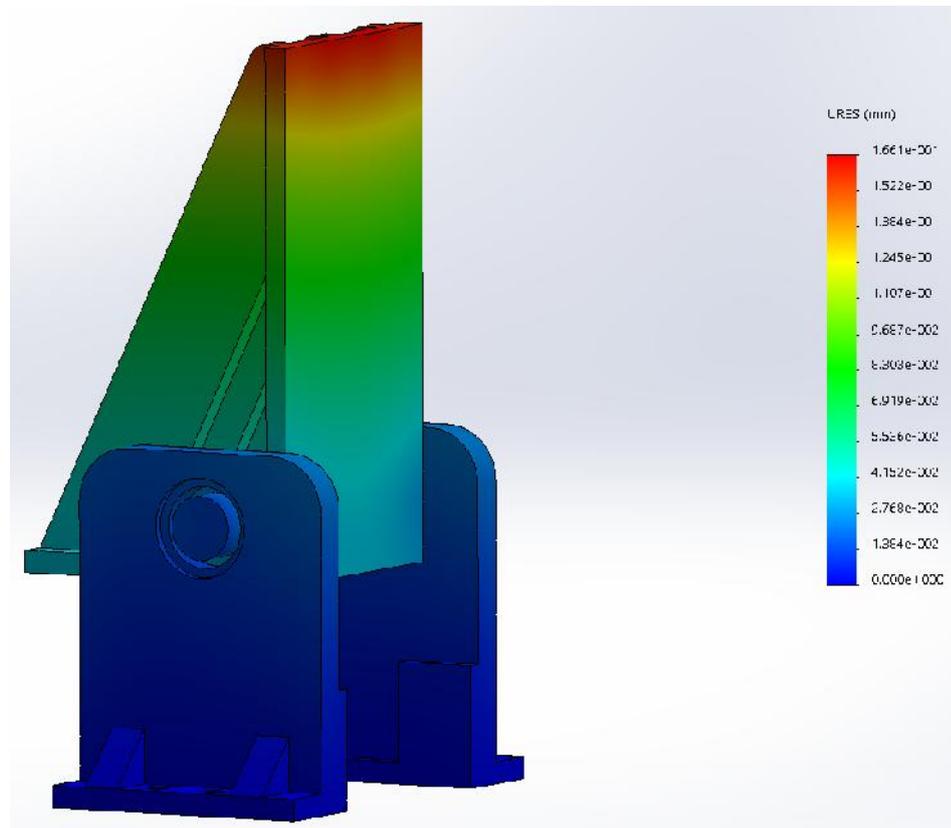


Figura 70. Gráfica de los desplazamientos ejercidos en el tope con la base y los bujes.

- En el análisis de fatiga se consideró lo siguiente: 1 millón de ciclos, LR=0 (carga no completamente invertida) y análisis con material en curvas de acero al carbono ASMT.
- Se observa que el valor mínimo de carga es de 1,726 unidades (para que exista un fallo debe ser menor a 1). (Figura 71).

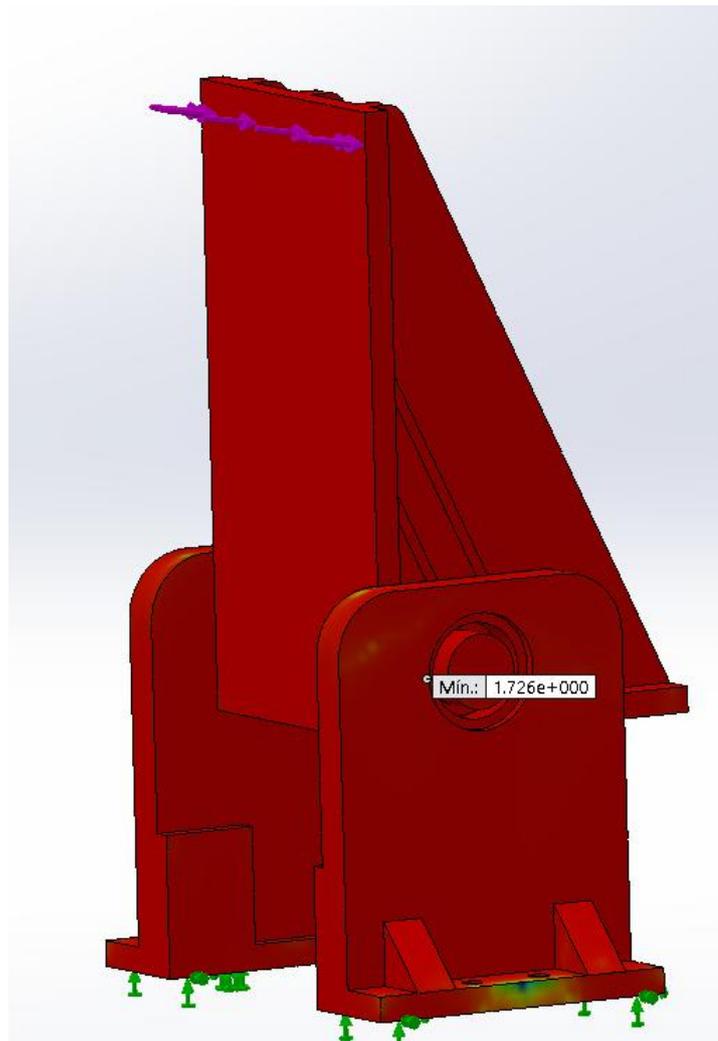


Figura 71. Gráfica de la fatiga para análisis de vida del tope con la base y los bujes.

Anteriormente se obtuvo el valor del factor de seguridad para el buje con cálculos teóricos, ahora se confirmará este valor por análisis de elementos finitos. Para esto en el software CAD de simulación se coloca el factor de seguridad y se evalúa debajo de que valor falla el buje (Figura 72, Figura 73).

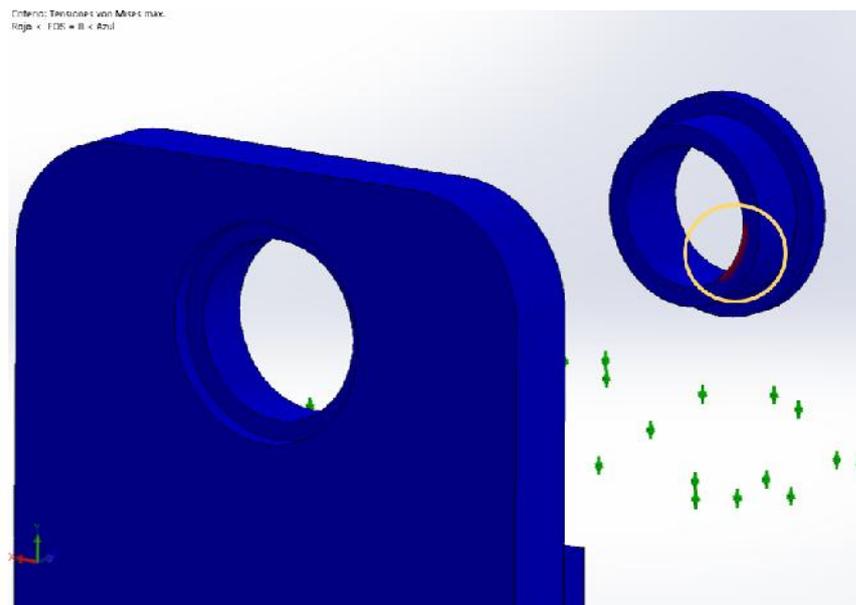


Figura 72. Factor de seguridad inferior a 7 unidades, si falla.

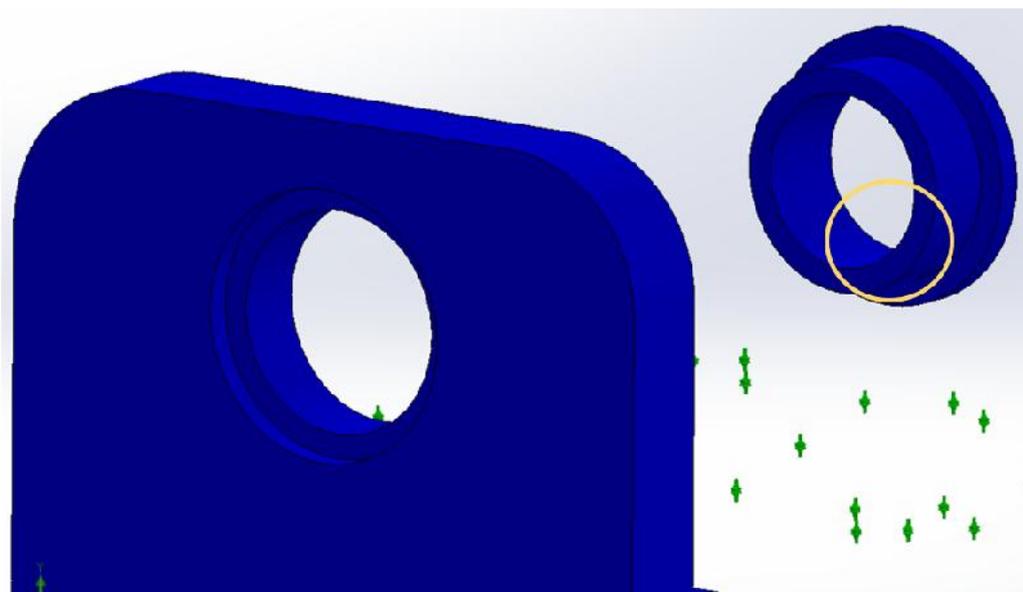


Figura 73. Factor de seguridad inferior a 7 unidades, no falla.

Ahora para concluir con estos pasos de ensamblaje solo queda considerar la ejecución final que consta de introducir el impulsador mecánico, el tope inferior, al final del recorrido del impulsador, y revisar el análisis correspondiente.

4.3.5 Impulsador

El impulsador es la parte que producirá el movimiento de rotación del tope, para detener o permitir el paso de los tubos. El impulsador ejecuta su movimiento a través del desplazamiento de un pistón neumático dimensionado para ejercer las fuerzas necesarias. Se tienen que hacer varios dimensionamientos y pruebas de simulación para comprobar cuales son los requisitos necesarios para que el factor de seguridad no disminuya de 4 unidades.

Se creó un tope inferior para de contrarrestar el desplazamiento que causa la fuerza de impacto de los tubos sobre el impulsador. En general sin el tope inferior, un gran deslizamiento por parte del impulsador se provocaba y afectaba directamente al pistón del mecanismo “impulsador”. A continuación se muestran ciertas imágenes que justifican la implementación del tope inferior, Figura 74 y Figura 75.

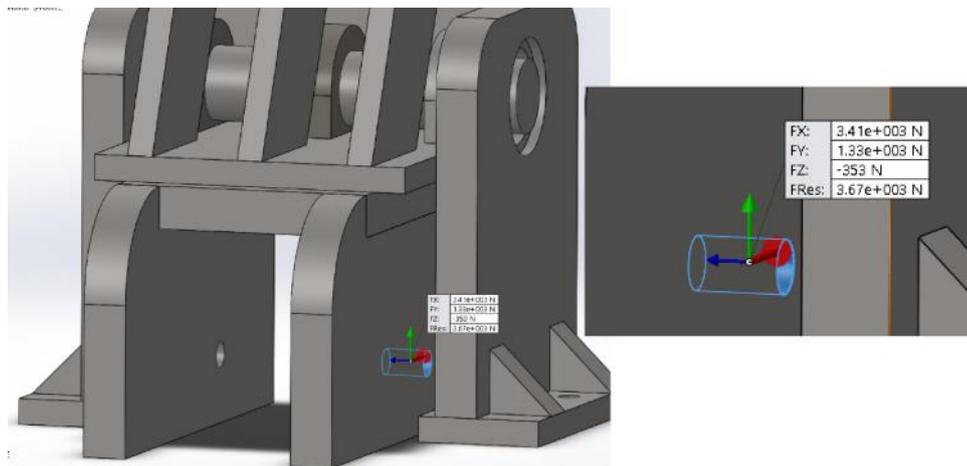


Figura 74. Fuerza en el impulsador, sin tope inferior.

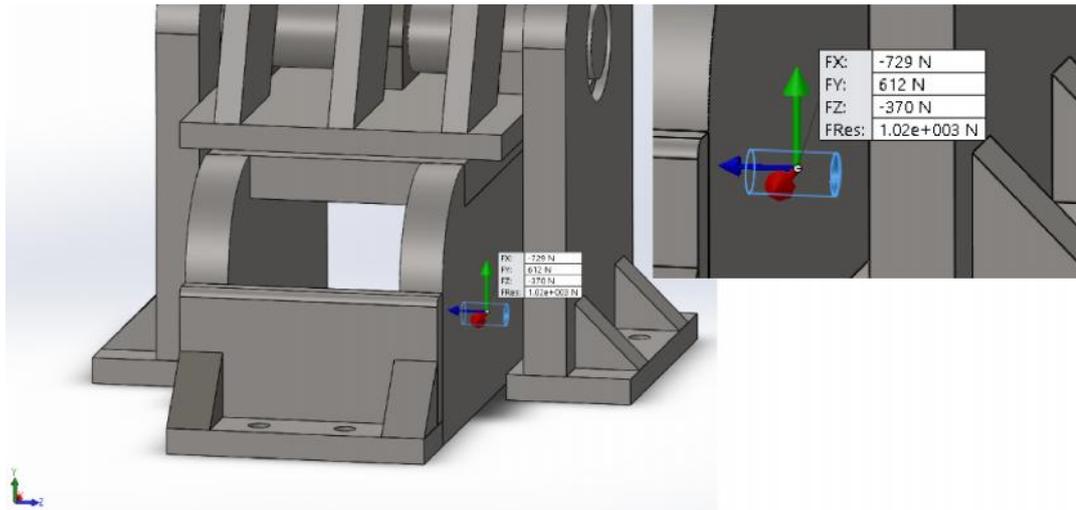


Figura 75. Fuerza en el impulsador, con tope inferior.

Los valores que se detallan en las figuras son fundamentales por que la fuerza resultante, que se observa en el agujero del impulsador, es la que a larga se transmite al mecanismo del pistón neumático. Una fuerza de 3400 [N] sería fatal para un mecanismo neumático, por tanto había que darle una solución al problema.

La solución es la ubicación del tope inferior con el que se logra reducir la fuerza considerablemente a un valor de 729 [N]. Esta fuerza hará que el pistón retroceda un poco y con el tiempo los empaques tengan que ser reemplazados. De todas maneras es muy fácil y relativamente barato cambiar empaques a tener que cambiar pistones.

Para el impulsador se hicieron una serie de simulaciones de elementos finitos y varios dimensionamientos con diferentes evoluciones² hasta llegar al diseño final (Figura 76). La base del mecanismo consta de una placa de espesor 20 milímetros con dos agujeros, necesarios para que un eje pueda acoplarse a un cilindro neumático y de esta manera el mecanismo pueda ser empujado o retraído. Por último en la parte inferior se redondearon las esquinas a 2 [mm], para evitar daños al momento del impacto del impulsador a la mesa (incrustaciones, rayones, desgastes, etc.).

² Revisar imagen "Evoluciones Impulsador" del Anexo 2.

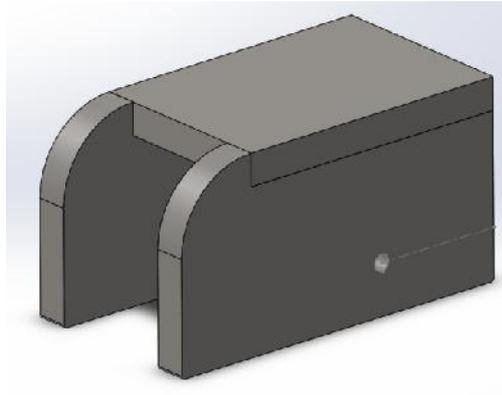


Figura 76. Imagen del impulsador.

El impulsador consta de los siguientes elementos:

- 2 placas rectangulares. con un respectivo redondeo de 50 milímetros en la esquina superior izquierda, para que el impulsador pueda levantar al tope sin afectar su recorrido.
- Se tiene además que realizar un corte superior, para el ingreso de la placa horizontal. Tomar en cuenta el agujero para el eje. (Figura 77).

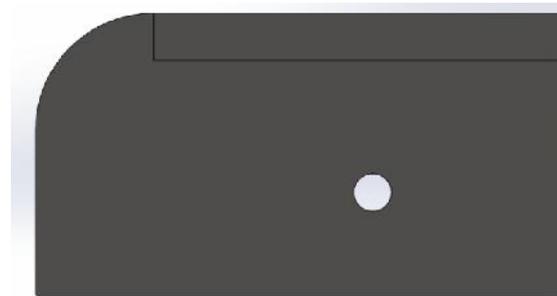


Figura 77. Agujero para el eje conector.

La ubicación del agujero también fue diseñada verificando en donde es menor el valor de fuerza resultante. A continuación de muestran imágenes que nos dan la idea en dónde colocar el agujero para que tenga la menor fuerza resultante, estos análisis se efectuaron sin colocar el tope inferior. (Figura 78, Figura 79 y Figura 80).

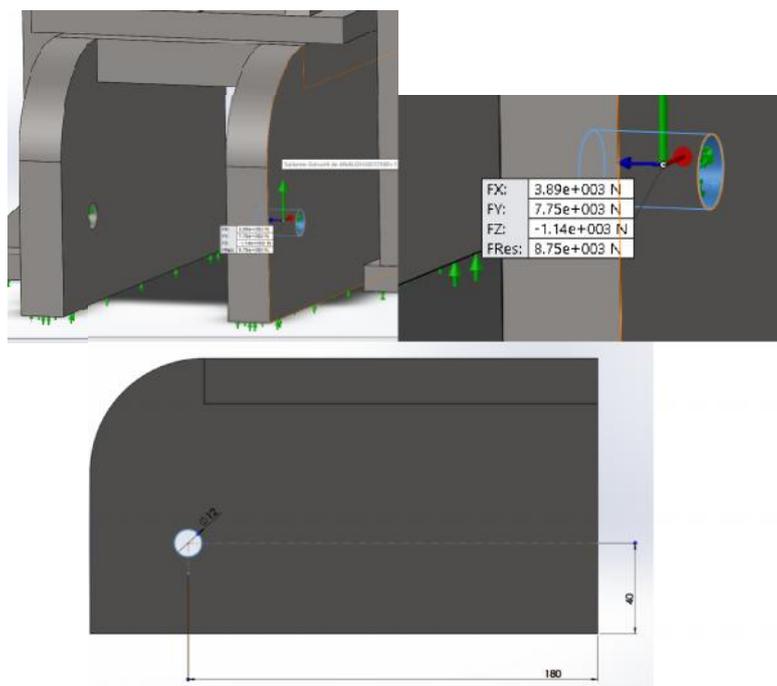


Figura 78. Agujero a una distancia de 180 milímetros.

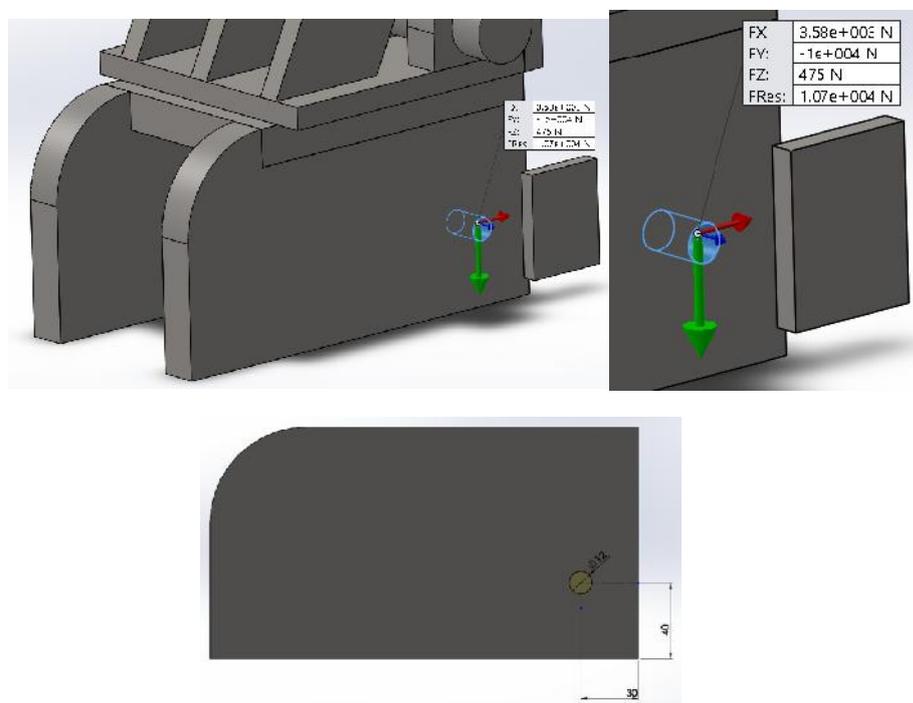


Figura 79. Agujero a una distancia de 30 milímetros.

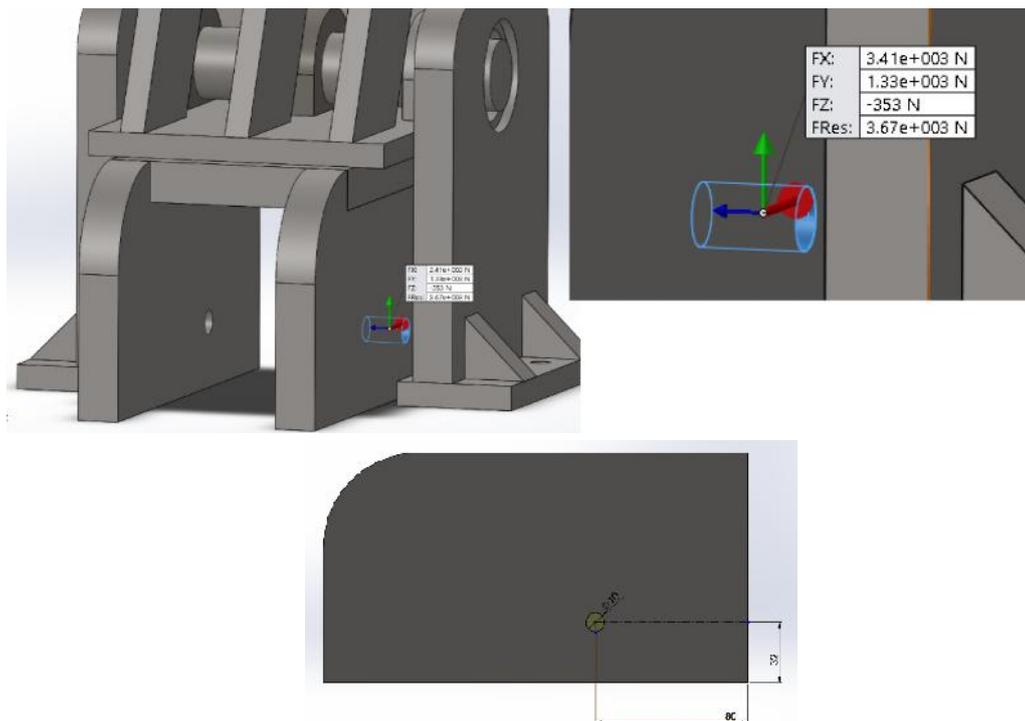


Figura 80. Agujero a una distancia de 80 milímetros.

Como se puede observar en las figuras, la razón por la que se coloca el agujero a la distancia de 80 milímetros medidos de izquierda a derecha, es por el lugar donde hay menor incidencia de fuerza resultante.

Para certificar las ubicaciones de los elementos correspondientes al impulsador y las medidas específicas detalladas, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-06 del Anexo1.

Hay que tomar en cuenta que, con el fin de controlar el impacto, entre el impulsador y el tope no existe separación o es demasiado pequeña. Mientras más separación exista entre las dos estructuras, el factor de seguridad disminuye debido a que el movimiento y las características de impacto serán distintas. Por otro lado al tener separación, el tope impactaría en un solo punto con el impulsador y la evaluación en el software de elementos finitos se volvería incoherente al no lograr un mallado correcto.

4.3.6 Tope inferior

Se construirá a través de los siguientes elementos:

- 2 Placas rectangulares.
- 2 nervios necesarios.
- 2 agujeros para la sujeción con la mesa.

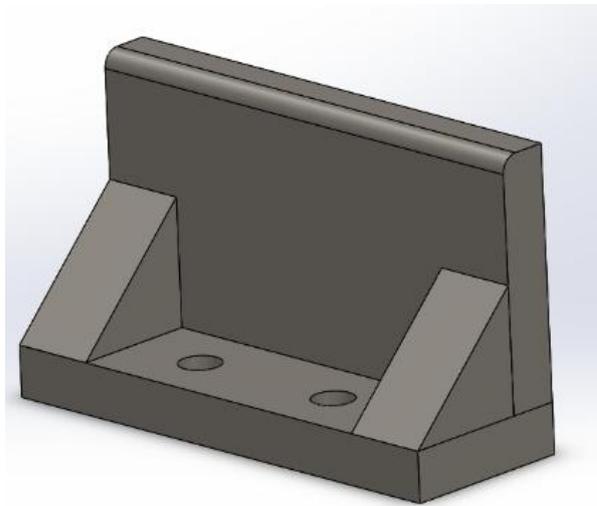


Figura 81. Tope inferior.

Para conocer las ubicaciones de los elementos del tope inferior, las medidas, la soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-07 del Anexo1.

4.3.7 Análisis mecanismo 1.

El resultado de lo antes mencionado deja al mecanismo como se muestra. (Figura 82 y Figura 83).

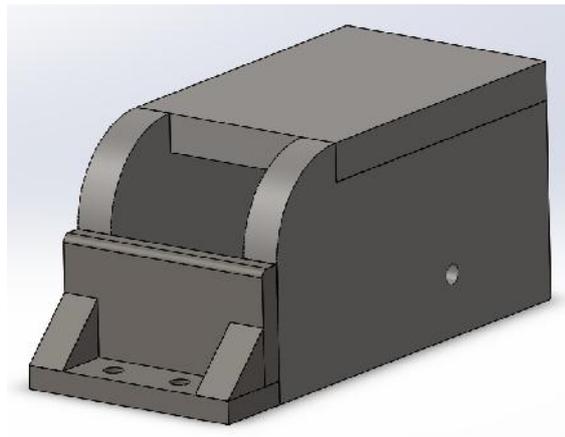


Figura 82. Imagen del impulsador y tope inferior, después de su respectiva fabricación.

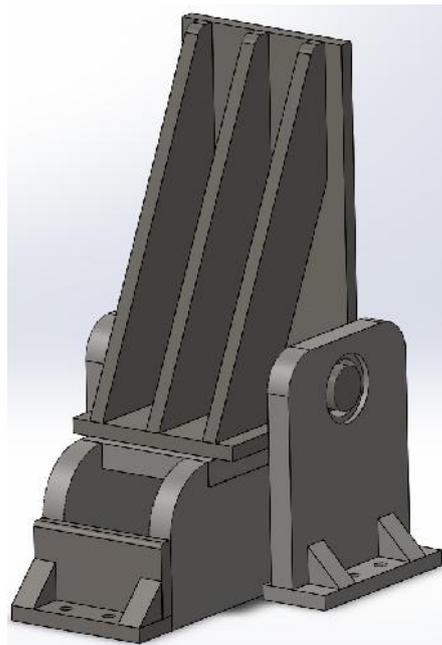


Figura 83. Imagen del mecanismo 1 final.

Para comprobación de la resistencia de lo antes mencionado se recurre a elementos finitos, realizado en un software CAD de simulación. Con las siguientes ilustraciones guías para la visualización de lo realizado:

- Análisis de las caras que se verán unidas por soldadura y las caras impuestas para no penetración. (Figura 84).

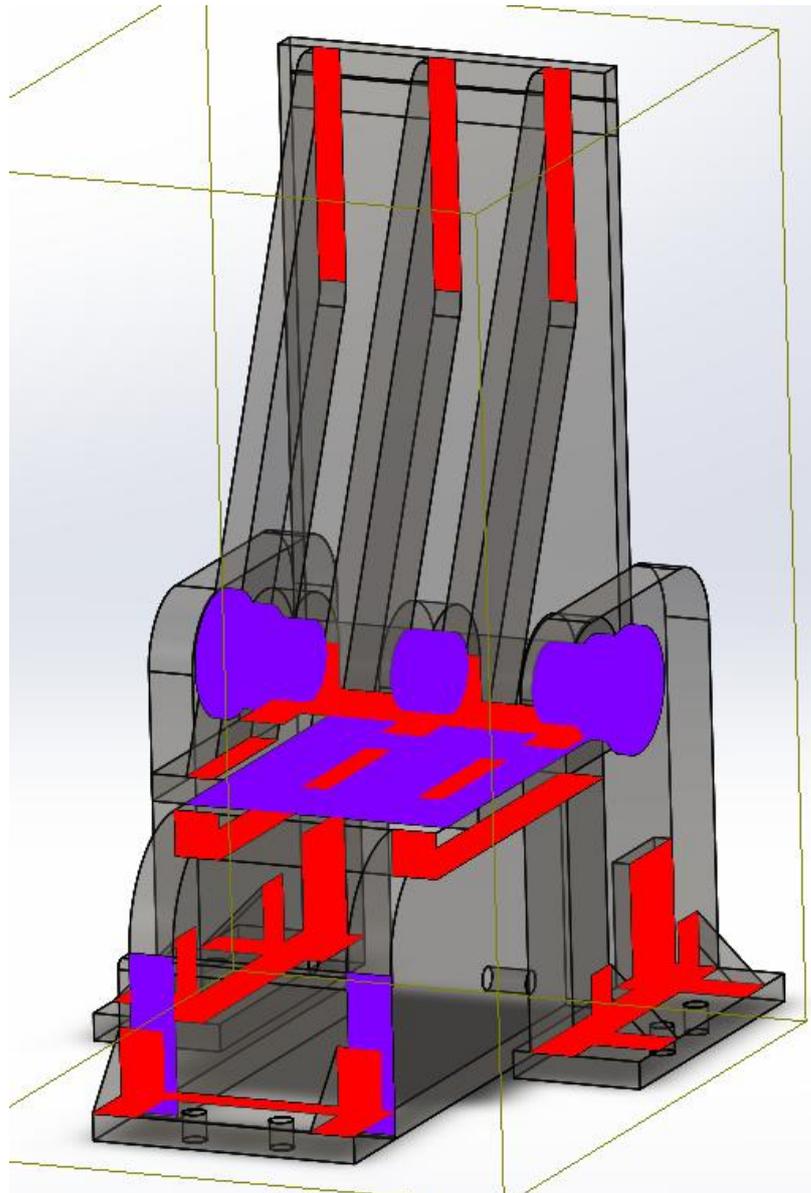


Figura 84. Trazado de visualización de los contactos del mecanismo1.

- Factor de seguridad que nos calcula el simulador CAD de elementos finitos. Se observa que el factor de seguridad mínimo es de 4.3. (Figura 85).

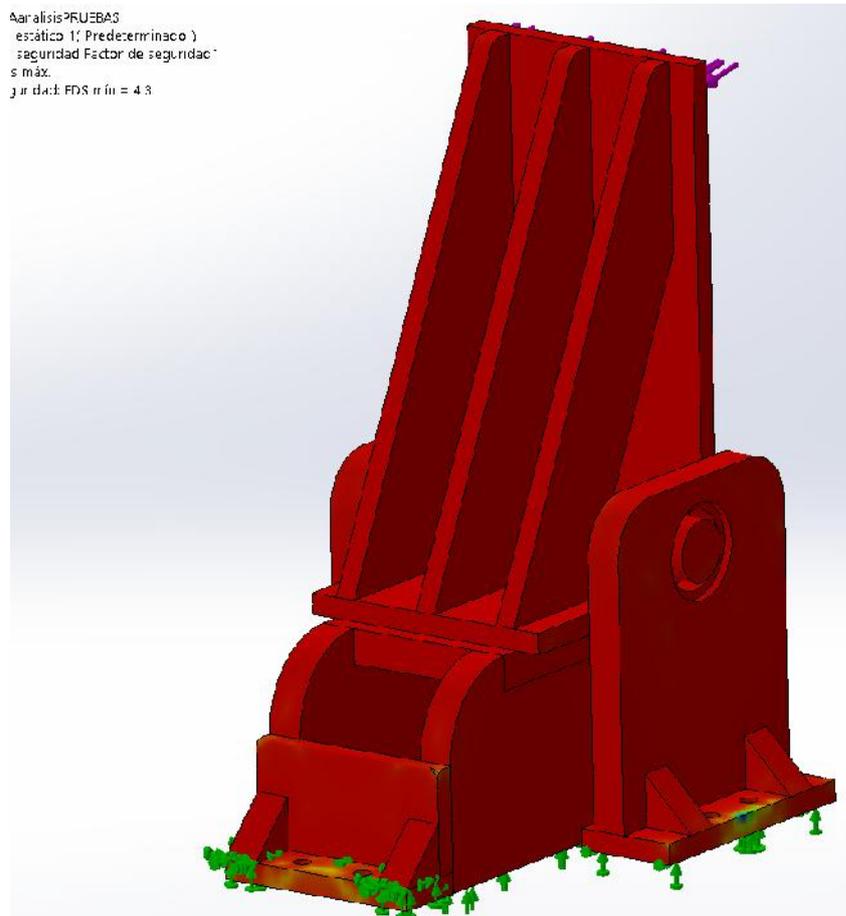


Figura 85. Gráfica del factor de seguridad para mecanismo1.

- Análisis de desplazamientos ejercidos en el mecanismo1 junto con el impulsador y el tope inferior. Se observa que el desplazamiento máximo es de 0.2012 milímetros en el punto de impacto. Figura 86.

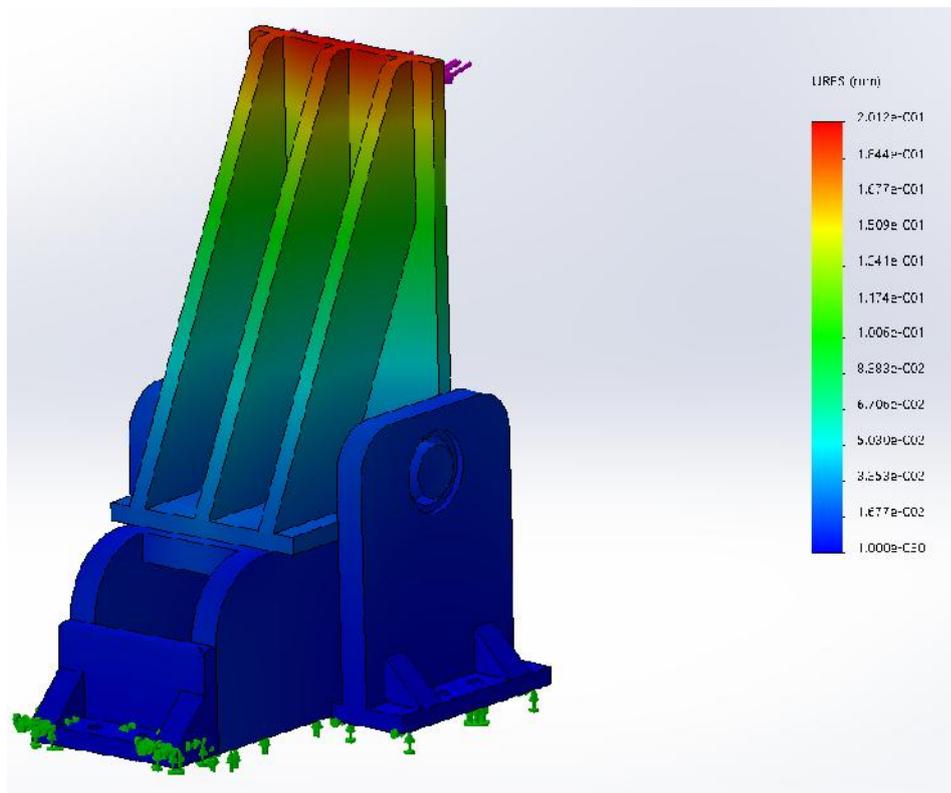


Figura 86. Gráfica de los desplazamientos para mecanismo 1.

- Análisis de fatiga a 1 millón de ciclos con LR=0 (carga no completamente invertida), basado en módulo de elasticidad del material específicamente en curvas de acero al carbono ASMT (parámetros del simulador CAD de elementos finitos).
- Se observa que el valor mínimo es de 2.561 unidades. (Figura 87).

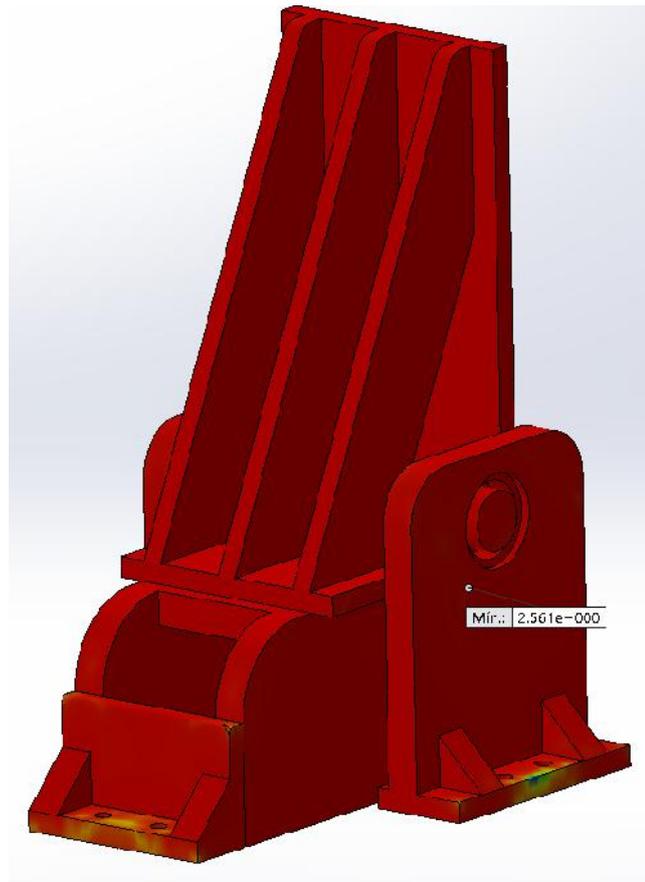


Figura 87. Gráfica de la fatiga del mecanismo1 junto con el impulsador.

En la tabla comparativa (Tabla 20) a medida que se va armando el mecanismo, el factor de seguridad disminuye. Esto se debe a que el análisis debe ser mucho más detallado, mucho más específico y se deben hacer otras consideraciones para que una pieza no actúe sola en un análisis de elementos finitos.

Es fácil darse cuenta que a medida que un mecanismo va tomando forma, las variables a manejar aumentan y los contactos entre superficies abarcan muchas más consideraciones de las que se podrían realizar en cálculos. Por tanto se tuvo que ubicar un tope al final del recorrido del impulsador para que el análisis mejore y el factor de seguridad se mantenga constante o incremente.

Tabla 20

Tabla comparativa de resultados con el transcurso del ensamblado.

		FACTOR SEGURIDAD	ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTO	FATIGA
1	Tope	4.8	0.1393	2.176
2	Tope + bujes + base	4.2	0.1661	1.726
3	Tope + bujes + base+ impulsador.	4.3	0.2102	2.561

Como se puede observar los resultados son similares, pero el modelo empeoró entre el 1 y el 3. Sus valores en general disminuyeron y se debe a la separación de 0.5 milímetros en cada lado entre el tope y las bases del mecanismo, separación necesaria para que el elemento pueda rotar sin rozamiento. Esta separación produce más tensiones en el tope y hace que el eje-sujetador tenga una mayor deformación. Al igual que en la teoría, en la simulación los valores cambian a medida que se van ensamblando los elementos, por que otras consideraciones y elementos entran en el análisis.

Los valores del factor de seguridad responden al total de los elementos evaluados, los valores del análisis de desplazamiento se dan en el punto donde se ejerce la fuerza y los valores de fatiga son para 1 millón de ciclos evaluando el factor de carga que no sea menor de 1, porque caso contrario se tendría un fallo.

El motivo del exhaustivo análisis realizado para este mecanismo, al tratar de simular por elementos finitos la mayor cantidad de elementos ensamblados, es para que los resultados en la vida real sean los más aproximados y así la máquina pueda tener un buen dimensionamiento y sobre todo resista las cargas aplicadas en los puntos más críticos de funcionamiento.

Si se analizaría elemento por elemento los factores de seguridad incrementarían, teniendo resultados de factores de seguridad por sobre los 5 o 6 unidades, lo que nos da la idea de que aparte de cualquier análisis cada estructura aguanta y podrá tener una vida superior a la de 1 millón de ciclos.

El ensamble en conjunto cumple con lo especificado por la empresa en cuanto a factor de seguridad y fatiga. A continuación se detalla el porqué del análisis para 1 millón de ciclos:

El objetivo de la empresa al abastecer tubos a una sierra es, además de cortarlos en la longitud necesaria, darles formas finales a través de tornos o maquinas de acuerdo a las necesidades. La empresa cuenta con 8 tornos que serán destinados al proceso de maquinado de los tubos. Con un millón de ciclos calculados para que la máquina dure 10 años se tienen los siguientes datos: Son 100000 impactos, de los tubos 12 metros de 13 3/8 de pulgada, al mecanismo por año; 8334 mensuales y 277.77 diarios.

Con 278 impactos diarios y dos tubos en cada impacto se lograría abastecer a la sierra 552 tubos diariamente, valor demasiado alto para la demanda. Con esto se concluye, respecto a lo analizado, que el mecanismo aguantaría 20 años sin problemas. Por tanto el dimensionamiento de fatiga es más que suficiente para las necesidades de la empresa. Se debe tener en cuenta que todos los cálculos están hechos para que la sierra maneje en los 20 años los tubos más grandes y pesador (diseñado para el caso más crítico).

4.3.8 Análisis del mecanismo impulsador.

El objetivo del tope es que sea abatible, es decir, que pueda aparecer, detener los tubos en la mesa y ocultarse cuando sea necesario para permitir el paso tubos solicitados por el operador. Por tanto se implementó el sistema del impulsador que hará que el tope rote y también sirva de apoyo para aguantar el impacto en el momento más crítico.

El impulsador tendrá dos posiciones, una en la que está completamente en contacto con el tope y lo tiene levantado para detener los tubos en la mesa y otra posición en la que no está en contacto con el tope y este se encuentra oculto para que los tubos pasen.

En este movimiento existen dos fuerzas involucradas que las tiene que asumir el actuador (pistón neumático) y son la fuerza para levantar el tope y la fuerza para retraerlo con el peso de los tubos. De esta manera la fuerza necesaria para colocar el impulsador debajo del tope (levantar el tope) sigue a los siguientes cálculos:

Masa del tope mecánico:

$$m_t = 13.06 \text{ [kg]}$$

$$\text{Normal provocada por el tope} = F_t = m_t * g = 128.075 \text{ [N]}$$

Masa del impulsador:

$$m_e = 10.55 \text{ [kg]}$$

$$\text{Normal provocada por el tope} = F_t = m_e * g = 103.46 \text{ [N]}$$

Coefficiente de fricción acero con acero seco = 0.45

Fricción provocada por el tope:

$$\text{Friccion1} = 0.45 * N_t = 57.634 \text{ [N]}$$

Fricción provocada por el impulsador:

$$\text{Friccion2} = 0.45 * N_e = 46.557 \text{ [N]}$$

$$F_T = \text{Friccion1} + \text{Friccion2} = 104.191 \text{ [N]}$$

Y la fuerza para retirar el impulsador es la obtenida en los siguientes cálculos con dato de simulación mostrado en la

Figura 94.

Fuerza de contacto entre tope y tubos obtenida por simulacion = $F_{c2} = 229$ [N]

Normal provocada por el tope = $N_{t2} = F_t + F_{c2} = 357.075$ [N]

Friccion provocada por el tope:

$$Friccion3 = 0.45 * N_{t2} = 160.684$$
[N]

$$F_T = Friccion2 + Friccion3 = 207.241$$
[N]

Con un valor de 104.191 [N] de fuerza necesaria para avance y 207.241 [N] fuerza necesaria para retroceso, se puede determinar que es suficiente trabajar con neumática para lograr ejercer dichas fuerzas. Por tanto se elige un pistón neumático necesario para ejecutar el movimiento. Los valores que hay que tomar en cuenta son los referidos a fuerza de avance, fuerza de retroceso y en nuestro caso en particular fuerza de sujeción estática para el control del impacto.

Existen infinidad de modelos de pistones neumáticos con los que se podría trabajar, pero por razones de robustez, tecnología y veracidad se tomó al catálogo de cilindros normalizados DSBC³ ISO 1555⁴ de "FESTO", se escogió al DSBC con bloqueo de la posición final y plantilla de taladros normalizada.

Las características de los pistones DSBC se detallan en forma resumida a continuación. Son pistones de doble efecto, vástago anti giro opcional, amplia gama de accesorios para montaje, gran versatilidad y tres diferentes tipos de amortiguación:

³ Asignación de FESTO para su nueva gama de pistones neumáticos.

⁴ Corresponde a las normas anteriores ISO 6431, DIN ISO 6431, VDMA 24 562, NF E 49 003.1 y UNI 10290.

- Amortiguación P: topes / discos elásticos de amortiguación en ambos lados.
- Amortiguación PPS: amortiguación neumática autor regulable en ambos lados.
- Amortiguación PPV: amortiguación neumática ajustable en ambos lados

El pistón con el que se trabaje debe lograr contener la fuerza de 1400 [N] que se obtiene al instante del impacto (reacción en los agujeros del impulsador, Figura 75) y deberá ser un pistón sencillo que bloquee la posición final mediante enganche u otra forma mecánica. Considerando estos puntos importantes y después de ver todas las especificaciones del catálogo para este tipo de pistón neumático se determinó, que el necesario para la aplicación, tiene las siguientes características:

- Será un pistón DSBC con bloqueo de la posición final.
- Se acoplará un fuelle en el vástago para protección contra la corrosión.
- No se necesitará detección de posición debido a que se manejan solo dos posiciones en el control del mecanismo.
- No se necesita de seguridad torsional, el movimiento será estándar, con una fuerza que no provoca torsión en ningún momento. El diámetro del embolo que se manejará es de 50 milímetros por su capacidad.
- La carrera obligada por las dimensiones que maneja el mecanismo es de mínimo 250 milímetros. Será un bloqueo con el vástago extendido (E2), constará de un cilindro de vástago simple de rosca exterior y tendrá amortiguación simple por topes elásticos/placas a ambos lados (P).

- Por otro lado es un pistón que corresponde a ISO 15552 (N3) y protección contra la corrosión estándar. El modelo con bloqueo no dispone de características para protecciones de temperatura, partículas o corrosión de químicos.
- Tendrá la siguiente nominación: DSBC-50-250-E2-P-N3. Con código: 659480 DSBC-50-250-D3-PPVA-N3
- Como accesorios tendrá el ya denominado fuelle, una cabeza de rótula en el extremo del vástago para la correcta adaptación con el eje del impulsador y dos pies de fijación, uno en cada extremo del pistón. La cabeza de rótula será serie CRSGS y el pie de fijación serie CRHNC (resistentes a la corrosión), las especificaciones detallan a continuación:
 - Pie de fijación código: 176939 CRHNC-50. (Figura 88).

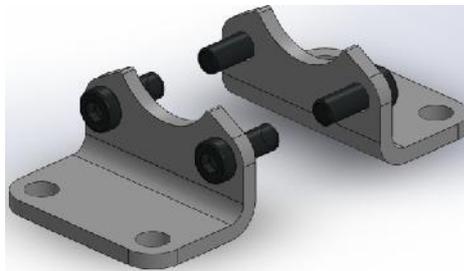


Figura 88. Pies de fijación.

- Cabeza de rótula: 195584 CRSGS-M16*1.5. (Figura 89).

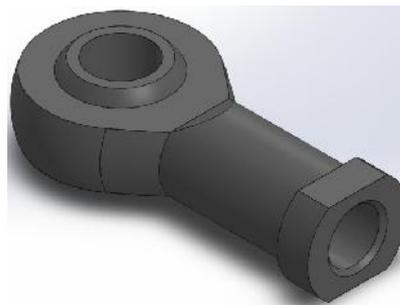


Figura 89. Cabeza de rótula sin su rosca interior.

- Fuelle: 553317 DADB-V6-50-S176-250. (Figura 90).



Figura 90. Fuelle (FESTO, 2014).

- Tendrá conexión neumática G 1/4, la rosca del vástago será de 16*1.5 [mm], la carrera de amortiguación será de 15 milímetros y la presión de funcionamiento será factible en un rango de 1.5 a 12 [bar].
- Se mostrarán imágenes que responden a nuestros requerimientos, respecto a las cargas aplicadas. Figura 91.

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]				
Diámetro del émbolo	32	40	50	63
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483	754	1178	1870
Fuerza teórica en retroceso con 6 bar	415	633	990	1682
Energía máx. de impacto en las posiciones finales				
DSBC-...	0,4 ¹⁾	0,7	1,0	1,3
DSBC-...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0,2 ¹⁾	0,35	0,5	0,65
Tipo de sujeción		Bloqueo con enganche mecánico mediante cilindro de retención		
		Desbloqueo mediante aire comprimido		
Fuerza de sujeción estática	[N]	500	500	2000
Holgura axial máxima con bloqueo en la posición final	[mm]	1,3	1,3	1,5
Presión mín. de desbloqueo	[bar]	≤ 2,5		≤ 1,5
Presión máx. de bloqueo	[bar]	≥ 0,5		

Figura 91. Especificaciones de cargas máximas de los pistones. (FESTO, 2014).

El catálogo recomienda que las fuerzas se evalúen a la mitad de lo especificado en la práctica. Con las fuerzas obtenidas en la teoría, se puede trabajar con el vástago de 32 milímetros sin problemas pero. Al tener elementos donde pueden existir trabas en su movimiento, se necesita una mayor fuerza a la calculada o al menos con un factor de seguridad de 1.5.

Los valores de las fuerzas se incrementarían a 156.29 N para levantar el tope sin trabas y a 310.86 para retirarlo. Por tanto el tamaño del vástago de 32 milímetros queda descartado y el de 40 milímetros sería el indicado si tendría una fuerza de sujeción estática del sistema de bloqueo de la posición final mayor.

La fuerza de sujeción estática, del sistema de bloqueo de la posición final, para el émbolo de 50 milímetros es la óptima para la aplicación con 2000 [N]. Para lograr la fuerza de sujeción estática especificada, el cilindro posee un sistema de unión mecánica que bloquea el vástago cuando un perno se introduce en una ranura al final del vástago, gracias al impulso de un muelle.

Hay que aclarar que para desbloquearlo, primero se aplica presión a la cámara del cilindro de la posición final y así el perno es presionado fuera de la ranura dejando al vástago libre nuevamente.

Otro aspecto importante a considerar es el peso del pistón que se detalla en la siguiente imagen (Figura 92):

Pesos [g]			
Diámetro del émbolo	32	40	50
DSBC-...-E1/-E2/-E3			
Peso con carrera de 0 mm			
DSBC-...-E1	505	780	1312
DSBC-...-E2	485	760	1251
DSBC-...-E3	485	760	1251
Peso adicional por cada 10 mm de carrera	27	37	56
Masa en movimiento con carrera de 0 mm	110	205	365
Masa móvil por 10 mm de carrera	9	16	25

Figura 92. Especificaciones de pesos de los pistones. (FESTO, 2014)

Información necesaria para el cálculo de la velocidad máxima a la que podría avanzar o retroceder el pistón. La masa que se considera para el cálculo es de $365 + (25 \text{ por } 25) = 990$ gramos. Los cálculos se detallan a continuación:

$$E_{\text{admisible}} = 1[\text{J}]$$

$$M_{\text{propia}} = 0.990[\text{kg}]$$

$$\text{Masa impulsador y tope} = 10.55[\text{kg}] + 13.06[\text{kg}] = 23.61[\text{kg}]$$

$$v_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2 * E_{\text{adm}}}{M_{\text{propia}} + M_{\text{impulsador y tope}}}}$$

$$v_{\text{max}} = 285.13 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{carrera} = 250 [\text{mm}]$$

$$\text{tiempo} = \frac{c}{v} = 0.876 [\text{s}].$$

Es posible evaluar las fuerzas con el software CAD simulación de movimiento, a través de la medición de la fuerza que ejerce el motor al mover el cilindro. Este análisis se realiza por la necesidad de saber la fuerza necesaria para levantar el tope, considerando cualquier tipo de traba o interferencia que exista en el movimiento.

Figura 93 y

Figura 94.

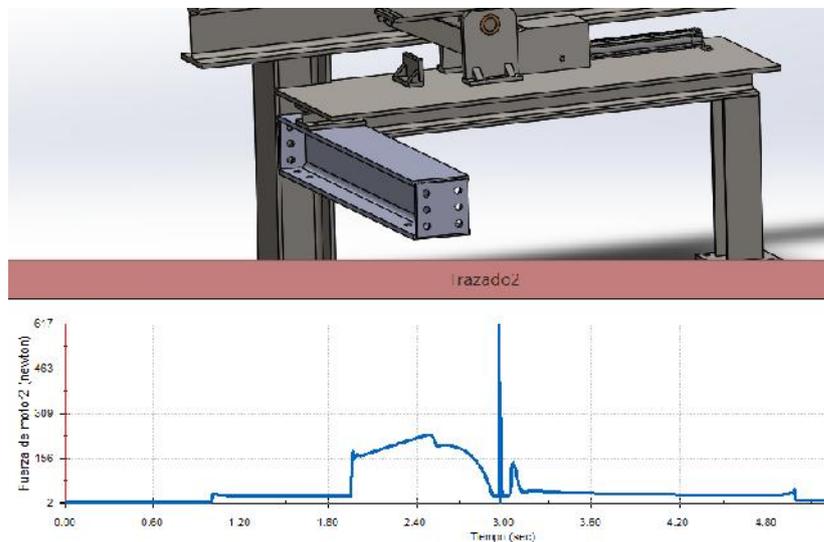


Figura 93. Fuerza del motor en la subida del mecanismo a una velocidad del pistón de 83 mm/s.

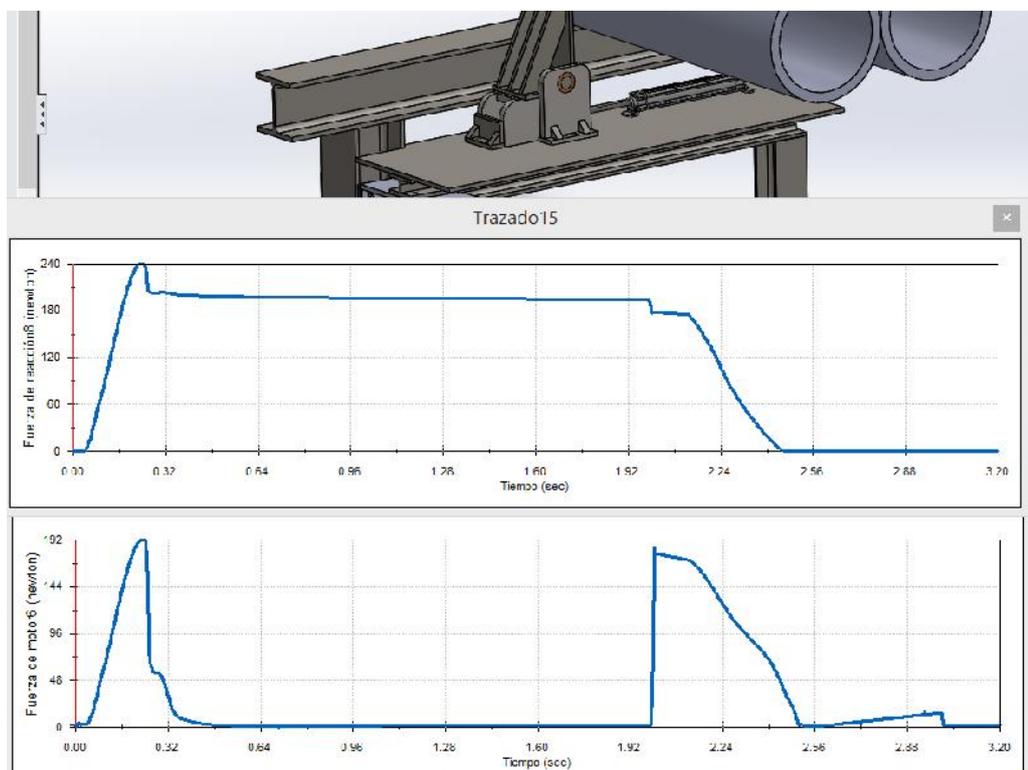


Figura 94. Fuerza de contacto que provocan los tubos al tope (imagen superior). Fuerza del motor en bajada del mecanismo (imagen inferior) a 250 mm/s como velocidad del pistón.

Como se puede observar al levantar el tope hay una traba o una dificultad en el movimiento (

Figura 93), razón por la cual existe un pico que deberá ejercer el motor para lograr ejecutar el movimiento sin problemas. Esto se debe a que entre el impulsador y el tope no existe separación o será demasiado pequeña, porque de esta manera se logrará controlar el impacto.

La fuerza máxima necesaria para el movimiento de subir el tope, hasta su posición para recibir el impacto, es de 616 [N] y la fuerza máxima para retirar el impulsador de su posición completamente avanzada es de 189 [N] aproximadamente (

Figura 94). Según los cálculos salió una fuerza mucho mayor para la retirada del impulsador, esto se debe a que el cálculo en el simulador CAD no accedió a ser completamente preciso. Por tanto se designa un rango de error de +-20 [N] tanto de subida como de bajada del impulsador. Por tanto se tendrá un análisis aplicando 626 [N] para subida y 209 [N] para bajada y se tomará en cuenta lo siguiente:

- El catálogo especifica que al dimensionar los cilindros neumáticos, se recomienda aprovechar únicamente del 50 al 60 por ciento de las fuerzas teóricas indicadas como ya se mencionó. Con 1178 de fuerza especificada en el catálogo para avance (Figura 91), se tiene un rango de 589 a 706.8 [N] de fuerza para el dimensionamiento práctico. Por otro lado con 990 de fuerza especificada en el catálogo para retroceso (Figura 91), se tiene un rango de 495 a 594 [N] de fuerza para el dimensionamiento práctico.
- Al tener una fuerza de impacto de 1400 [N] se aprovecha el 70 % de la capacidad de carga del cilindro, conociendo que para el diámetro

del émbolo de 50 [mm] la fuerza de sujeción estática nominal es de 2000 [N] (Figura 91).

- Como resultado se tiene que en esta aplicación se utilizará un cilindro con diámetro de émbolo de 50 milímetros, porque los requisitos son solucionados para todos los rangos teóricos especificados por catálogo, simulaciones y cálculos.

Con todos estos análisis y resultados se procede a graficar el pistón en el software de simulación para mejor visualización de lo que se implementará. Figura 95.

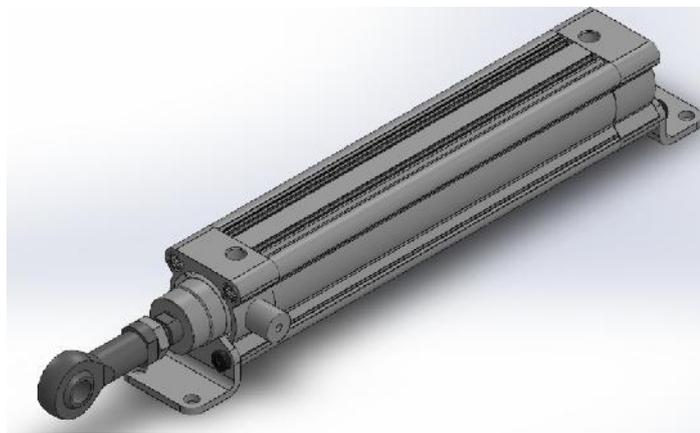


Figura 95. Pistón neumático FESTO, con sus accesorios ensamblados.

En conjunto; el impulsador, su respectivo eje para sujeción, la cabeza de rótula y sus anillos de retención, para evitar el deslizamiento del eje y del impulsador, se vería de la siguiente manera (Figura 96):

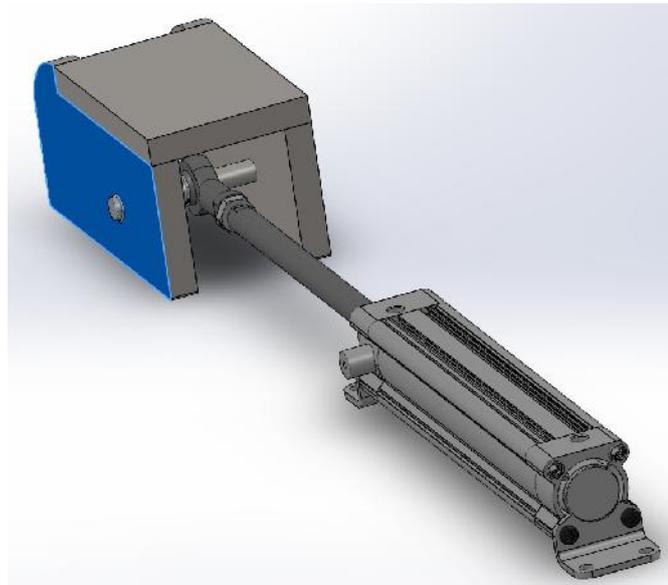


Figura 96. Mecanismo 2 completo.

A continuación se analizará el eje del impulsador, dentro del conjunto que aguantará el impacto.

- El eje del impulsador no tiene problema en aguantar el impacto ejercido en el mecanismo, Esto se lo ha comprobado al realizar un análisis estático del conjunto y al obtener el mismo factor de seguridad que sin eje. (Figura 97).

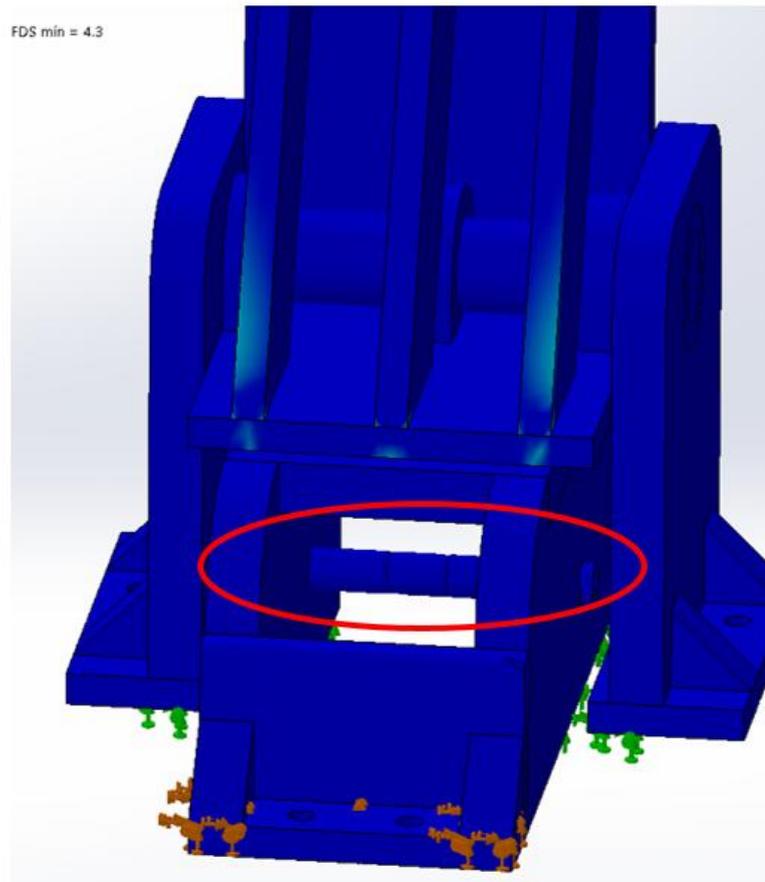
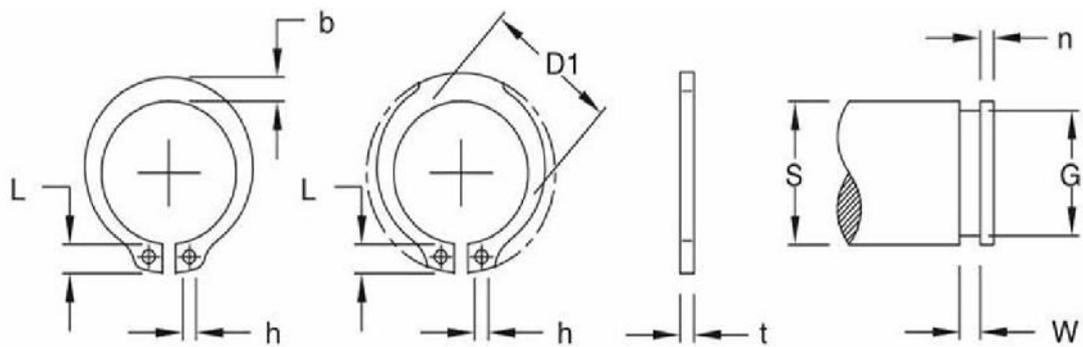


Figura 97. Análisis del mecanismo 1 completo con eje para sujeción con el cilindro.

Los anillos de retención utilizados se los colocarán para evitar el deslizamiento tanto en el impulsador como en la cabeza de rótula, su dimensionamiento se lo realiza por catálogo de la DIN-471. (Figura 98).



Referencia	Auto	S	t (mm)	D	L	b	h	F_R	G	W	n	F_N
	cad	(mm)		(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(kN)	(mm)	(mm)	(mm)	(kN)
A16		16	1.0	14.7	3.7	2.2	1.7	7.4	15.2	1.10	1.2	3.2

Figura 98. Medida y características del anillo de retención escogido.
(RAYMOND, 2015).

Analizando las fuerzas radiales y normales que puede resistir el anillo de retención, se concluye que es suficiente para la aplicación al considerar que el anillo va a tener un agujero con un espacio mayor a su espesor (0.1 de juego). Además la fuerza que podría afectar al anillo de retención es la componente “z” de la Figura 98 (353 N), la cual está por debajo del límite. Por tanto el anillo de retención está sobredimensionado, pero es el necesario para la aplicación.

También se elaboró un plano con todas las medidas correspondientes al mecanismo impulsador, además de detallar todos los elementos y accesorios en su respectivo lugar. Revisar MCT-15-08 del Anexo1.

4.3.9 Caucho

Para solventar uno de los problemas más críticos a la hora de evaluar el impacto entre los tubos y los topes mecánicos, se buscó la manera de

reducir riesgos y desgastes al colocar caucho en los frentes de cada uno de los topes. Este caucho hará que la fuerza al momento del impacto sea diferente, por las condiciones de contacto y por las variaciones en análisis de choques y energías involucradas. El estudio de cuán diferente es la fuerza, es tan complicado como determinar el análisis de contactos entre estructuras y sus efectos.

Las variaciones que con caucho se presentan hacen que la fuerza ejercida en el tope sea de menor valor según las simulaciones por elementos finitos (Figura 42 y Figura 43). Esto se explica por el calor que se genera, las deformaciones presentes, el comportamiento respectivo del caucho amortiguador-resorte, las propiedades de contacto, etc., son variaciones y variantes de desprendimiento de energía en formas diferentes.

Después de haber obtenido la aprobación de la implementación de topes vulcanizados por parte de Sertecpet, se procedió a solicitar una cotización, en la que se incluyan las respectivas características de la vulcanización del caucho. Cauchos Vikingo apoyó con esta información enviada por correo electrónico el día 26/01/2015 en la cual se detallan: precios, especificaciones, características, pruebas e información válida al momento de querer comprobar si el caucho implementado sería realmente de utilidad⁵.

En la información de cauchos vikingo encontramos las siguientes características fundamentales para evaluar la implementación:

- El precio es bastante coherente y se detalla en el capítulo de evaluación financiera.
- El caucho en específico es neopreno, marca “Showa Denko” procedente del Japón. Cumplen las normas 806-3 y 823-9 de las especificaciones generales para la construcción de caminos y puentes del Mtop 2002, normas ecuatorianas viales nevi-12 sección 516-2 “suministro y colocación de placas de apoyo de neopreno”, Ashto Hb17 división ii sección 18, próximamente ISO 9001-2008, 2015.

⁵ Revisar Anexo 3.

- Características del neopreno:
 - Resistencia a la intemperie, tanto en climas secos y húmedos.
 - Excelente comportamiento contra la combustión y llama.
 - Resistencia al envejecimiento y al calor (-10 a 145°C).
 - Buena resistencia a la tracción, desgarró y resistencia al desgaste. Alta resistencia la fatiga dinámica.
 - Resistencia al agua y un gran número de productos químicos sobre un largo período.
 - Buena adhesión de refuerzos adecuadamente pre-tratadas, como: textiles, metales o fibras de vidrio.
 - Resistencia a hongos y bacterias del suelo.
 - Baja permeabilidad al gas.
 - Propiedades eléctricas suficientes para un gran número de aplicaciones.
- Las especificaciones y propiedades del material se especifican en la siguiente tabla resumen (Tabla 21).

Tabla 21

Especificaciones y propiedades del neopreno.

Dureza	Shore A60+5 (65.30*)
Carga de rotura	>190 [kgs/cm ²], 20.57 [Mpa]*
Alargamiento a rotura	>425 [%]
Adherencia caucho-acero	>11.8 [N/mm]

Resistencia al desgarramiento	>32 [kNm]
Resistencia a baja temperatura	-30 [°C]
Resistencia al ozono	Sin grietas
Deformación remanente	35 [% de. máxima]
Envejecimiento Térmico	5 (Shore A) -15 (% inicial de carga) -25 (% inicial alargamiento)
Elongación a rotura	426,47 [%]*
Resistencia a la tracción mínima	16 [Mpa]
Alargamiento a la rotura mínima	425%
Desgarro	10 N/mm
Variación de dureza en grados	±5
Variación de resistencia a tracción	%±15
Variación de alargamiento a rotura máximo	%±25

*Pruebas realizadas por cauchos Vikingo en la Escuela politécnica del ejército.

Fuente: (Vikingo cauchos, 2015).

La fuerza que nos muestra el software de simulación es de 13504 [N], aplicando el caucho en el tope, valor que por simulación es cierto, pero por falta de pruebas y comprobaciones físicas más reales, se ha probado en el presente trabajo con la fuerza hallada sin caucho y todos los dimensionamientos y diseños se los ha realizado tomando en cuenta el valor de impacto sin la aplicación del mismo, como ya se pudo evidenciar en apartados anteriores.

4.3.10 Mesa soporte

Continuando el análisis, se analiza la mesa que sostendrá tanto el mecanismo1 como el mecanismo 2 (detallado después de este apartado) y se consideraran algunos factores para su correcto análisis como por ejemplo:

- El dimensionamiento de la mesa para que el tope del mecanismo 1, alcance la altura con la que se realizaron todas las simulaciones de impacto (Figura 99, “dY”). Es decir el tope deberá sobresalir de la mesa de almacenamiento un valor de 179.86mm aproximadamente. (Figura 100, medida en color verde).

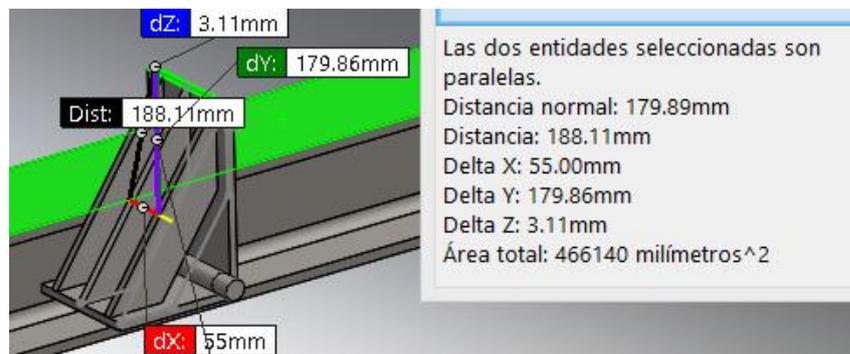


Figura 99. Distancia tope mesa de los análisis iniciales.

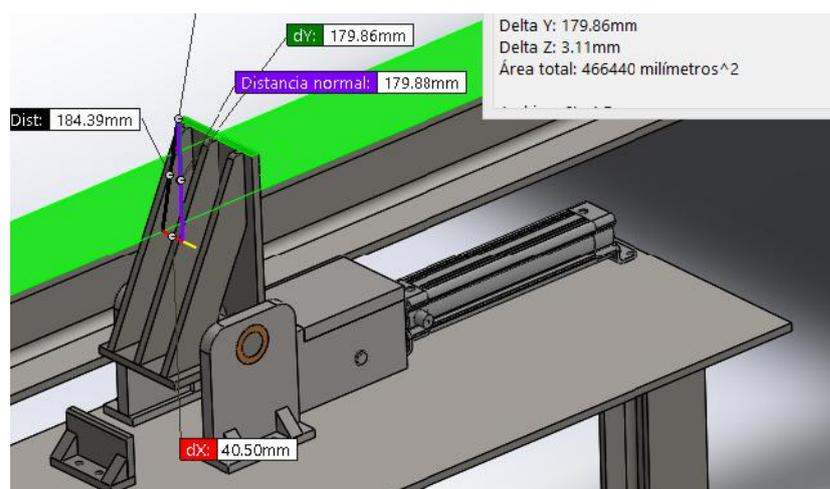


Figura 100. Distancia tope-eje con mesa colocada.

- Que la distancia entre el tope retraído y la mesa sea lo suficiente para permitir el ingreso de un tocho de caucho de 40mm de espesor según datos extraoficiales enviados por Cauchos Vikingo:

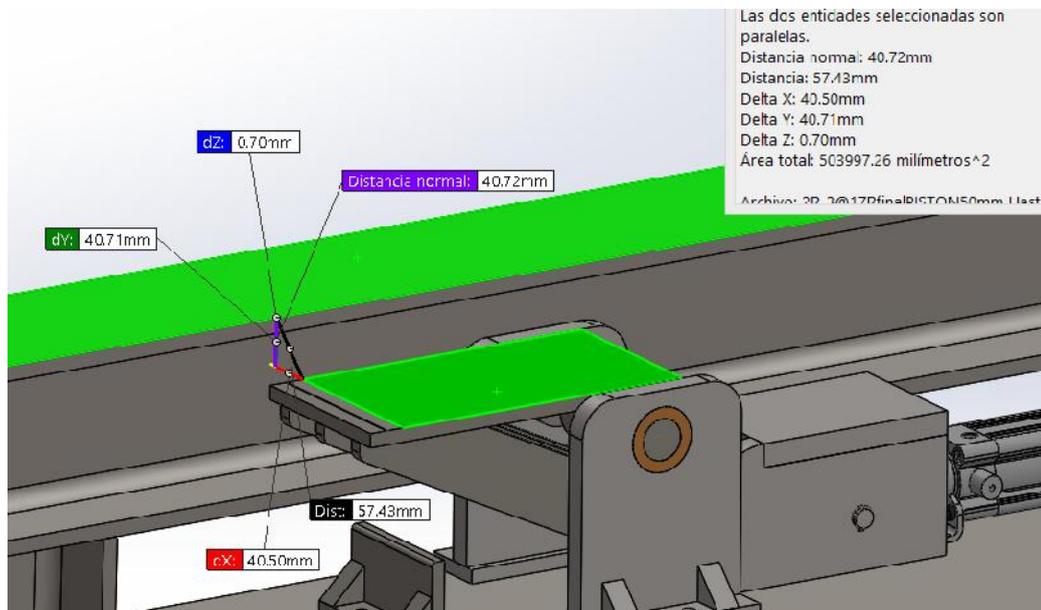


Figura 101. Distancia entre tope retraído-mesa.

- Que tenga similares elementos con los que se construyó la mesa de alimentación o mesa de almacenamiento, es decir perfiles HEB comercialmente disponibles en el mercado del Ecuador.
- El largo de la mesa será especificado por el tamaño del mecanismo2 que es más largo que el mecanismo1.
- Los apoyos necesarios se evaluarán por simulaciones de elementos finitos, para que la mesa también tenga un factor de seguridad igual o superior a 4 como todos los mecanismos hasta ahora diseñados.
- La soldadura a realizar deberá ser de fácil acceso y tener el espacio suficiente para las respectivas juntas.

Se construirá a través de los siguientes elementos:

- Planchas de acero 1020 de diferentes medidas.
- Y dos perfiles HEB 100*100 con las siguientes dimensiones de largo:
 - 1465 mm cortada en su extremo, pedazo que será reubicado en el otro apoyo de la mesa. El corte y la ubicación de las partes se lo especifica en los planos. Revisar del MCT-15-09 al MCT-15-12 del Anexo1.
 - 447 mm como columna.

Antes de entrar a la simulación de elementos finitos para comprobar la validez del diseño de la mesa, se tiene que evaluar cuales son las cargas que ejercen los dos mecanismos en sus condiciones más críticas y se obtuvieron los siguientes resultados. (

Figura 102 y Figura 103).

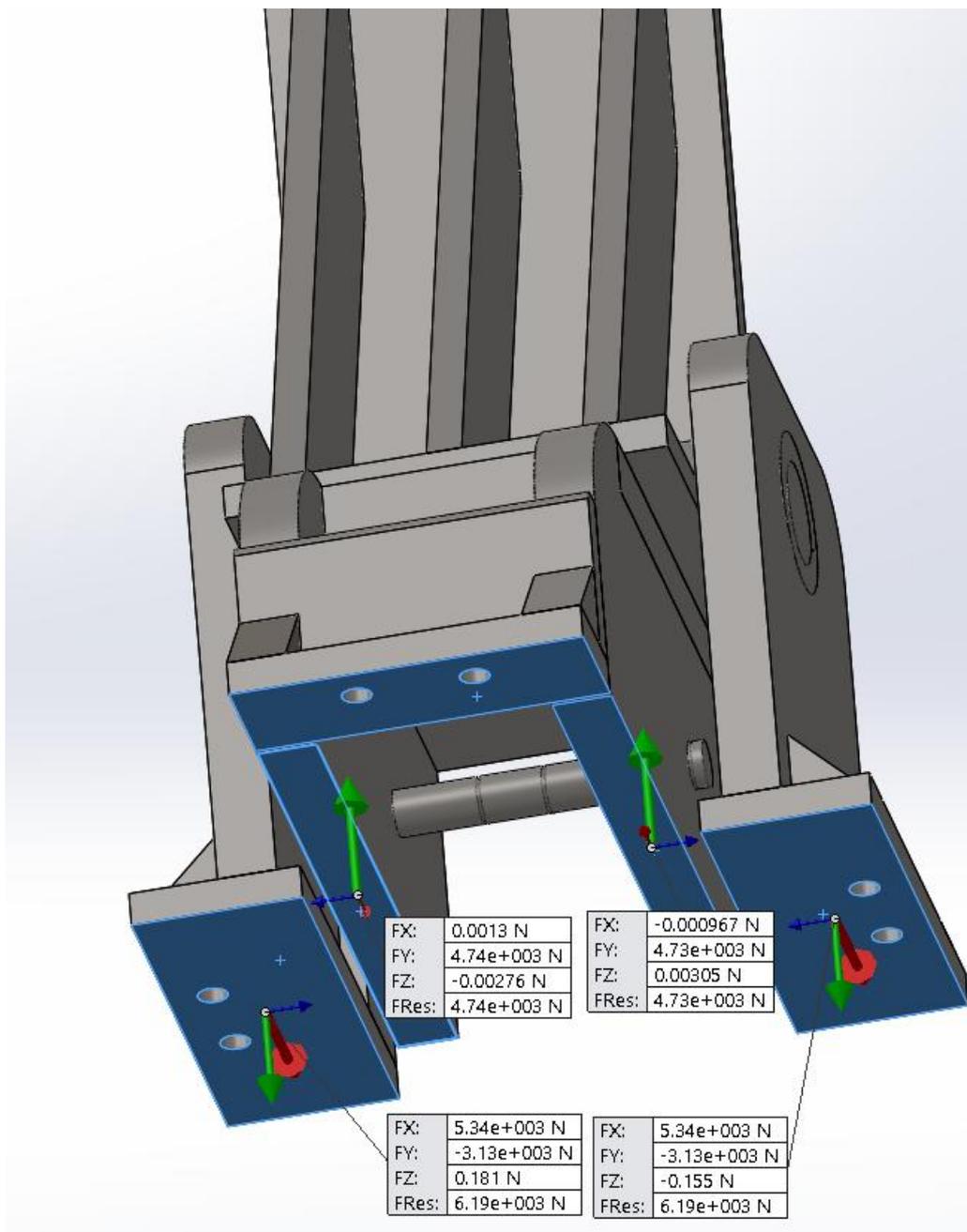


Figura 102. Fuerzas resultantes hacia la mesa del mecanismo 1.

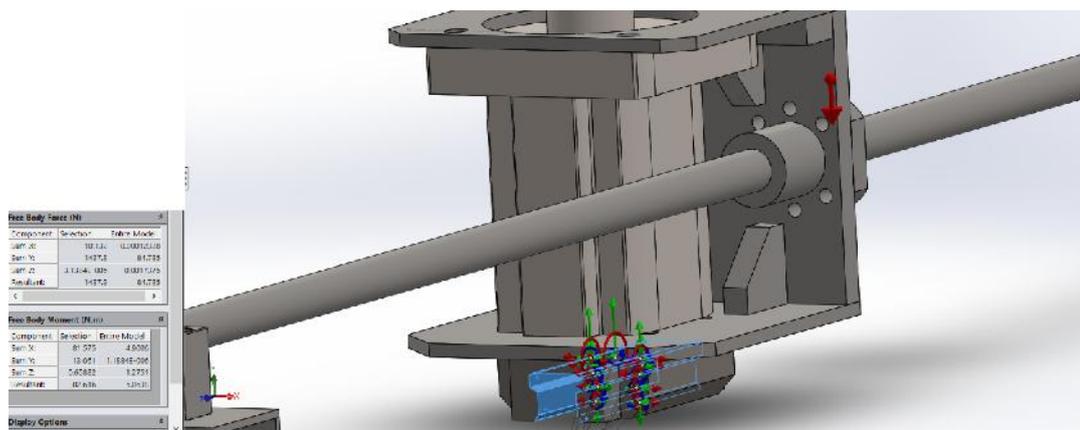


Figura 103. Fuerza resultantes hacia la mesa del mecanismo 2.

Los resultados que se obtienen del mecanismo 1 son dos fuerzas en diferentes direcciones. Una fuerza hacia la mesa de 4740 [N] ejercida por el impulsador y otra fuerza hacia afuera de la mesa con valor de 5340 [N] ejercida por la placa base. Por otro lado los resultados que se obtienen para el mecanismo 2 es simplemente una fuerza de apoyo de 1437.9 [N], fuerza hacia la mesa. Con estos valores se procede a dibujar un croquis en la respectiva mesa soporte para evaluar sus diferentes valores de resistencia. (Figura 104).

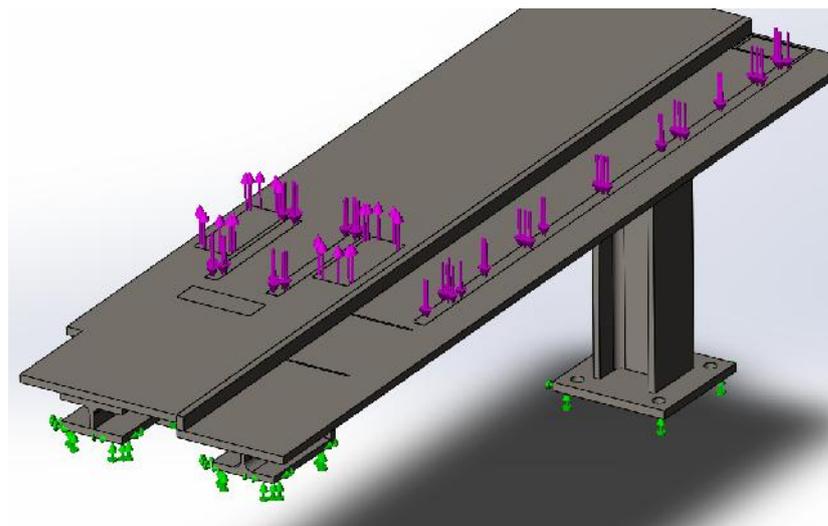


Figura 104. Fuerzas influyentes sobre la mesa con sus direcciones respectivas.

Finalmente se comprobará la resistencia de lo hasta ahora analizado recurriendo a elementos finitos, que arrojaron como resultados las siguientes ilustraciones:

- ✓ Análisis de las caras que se verán unidas por soldadura (Figura 105).

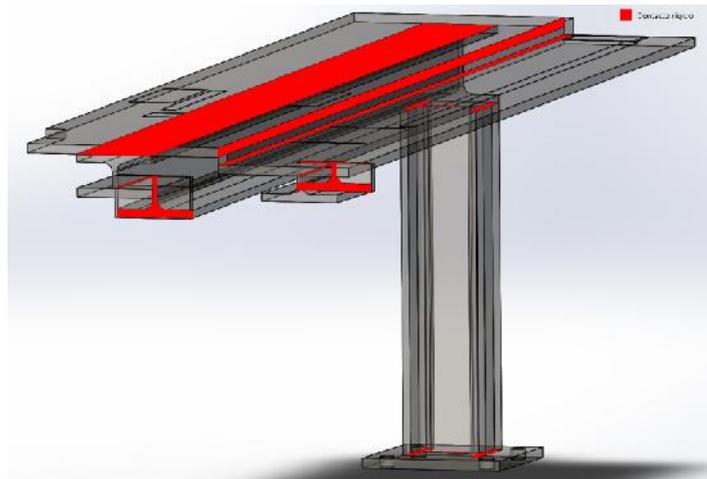


Figura 105. Trazado de visualización de los contactos del mecanismo 1.

- Factor de seguridad que nos calcula el simulador CAD de elementos finitos. Se observa que el factor de seguridad mínimo es de 7. Figura 106.

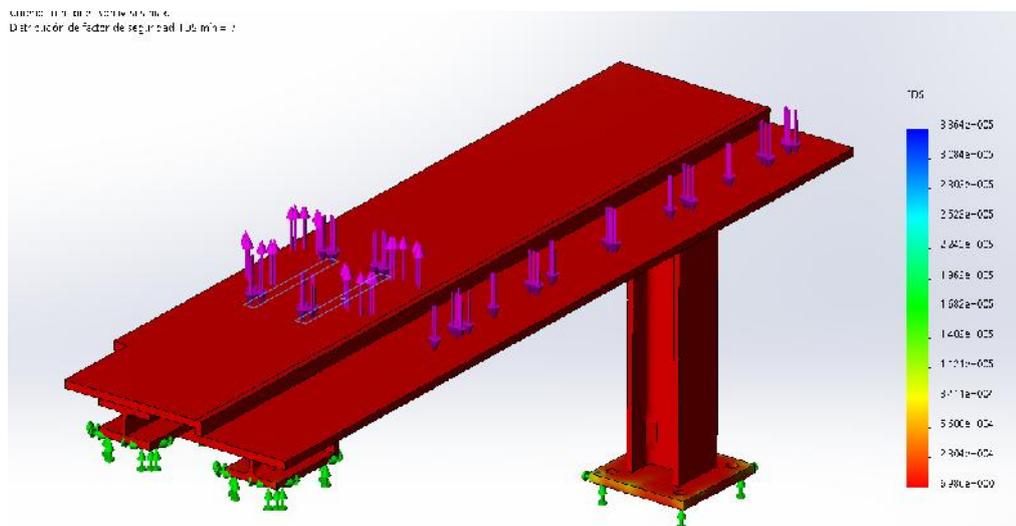


Figura 106. Gráfica del factor de seguridad para la mesa soporte

- Análisis de desplazamientos ejercidos en la mesa soporte. Se observa que el desplazamiento máximo es de 0.82 milímetros en el punto donde se hará el mayor flexionamiento por estar en voladizo. Figura 107.

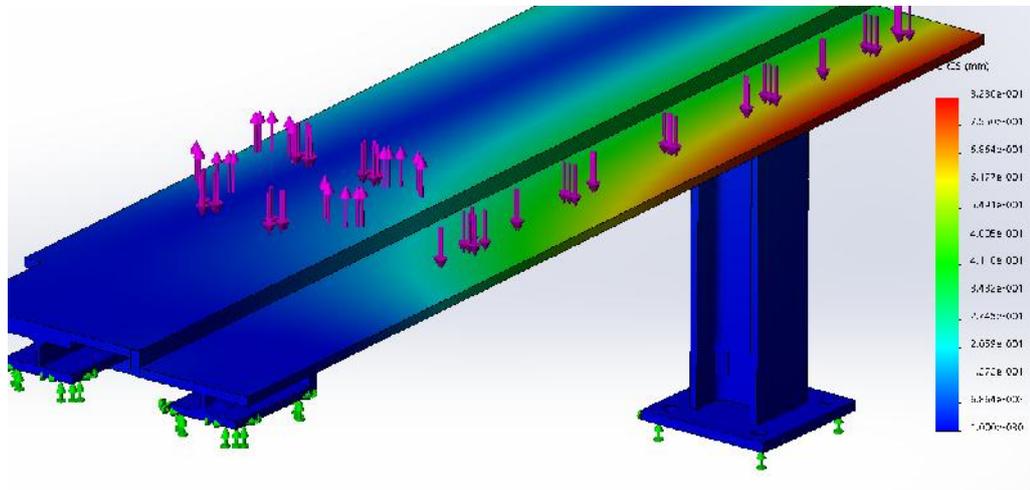


Figura 107. Desplazamientos mesa soporte.

- Similar análisis de fatiga que en apartados anteriores donde se observa que el valor mínimo es de 2.561 unidades.

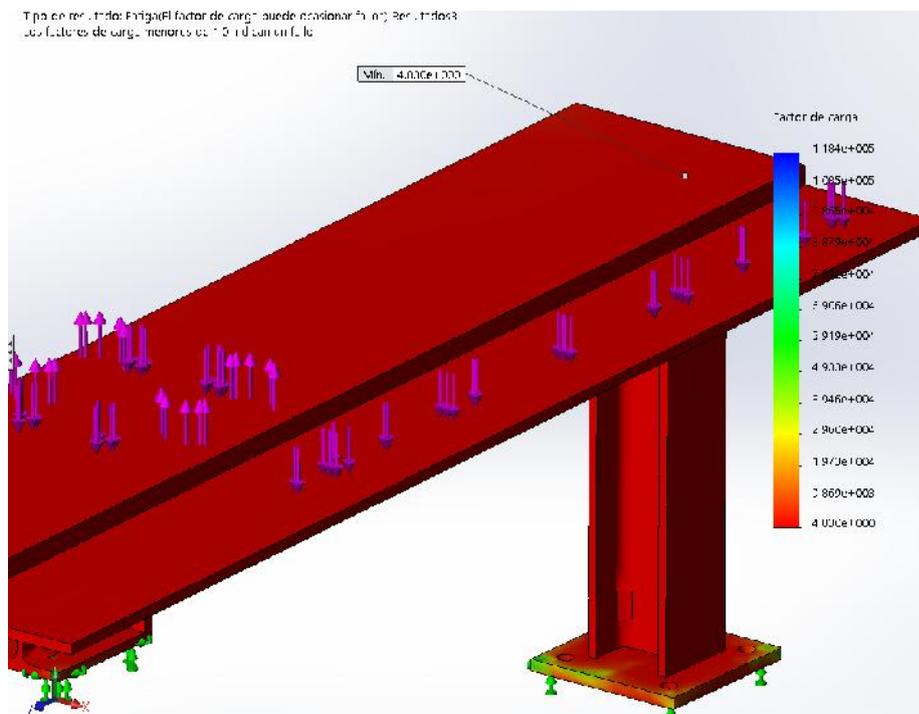


Figura 108. Gráfica de la fatiga de la mesa soporte.

En la unión del mecanismo 1 con la mesa, se crea una junta traslapada con pernos DIN CLASE 8.8 junto con las placas ya mencionadas en el diseño de acero AISI 1020 (Figura 110 y Figura 111).

Para esta unión se escoge esta clase de pernos por la facilidad de comercio en Ecuador (Figura 109). Por tanto se encontrará las cargas que se pueden aplicar a esta conexión, especificando un valor de 4 unidades para todos los factores de seguridad que pueden involucrarse en un análisis de resistencia de un perno en una junta traslapada como lo son: Cortante, aplastamiento de los pernos, aplastamiento de los elementos y tensión de los elementos, para hallar las fuerzas máximas aplicables.

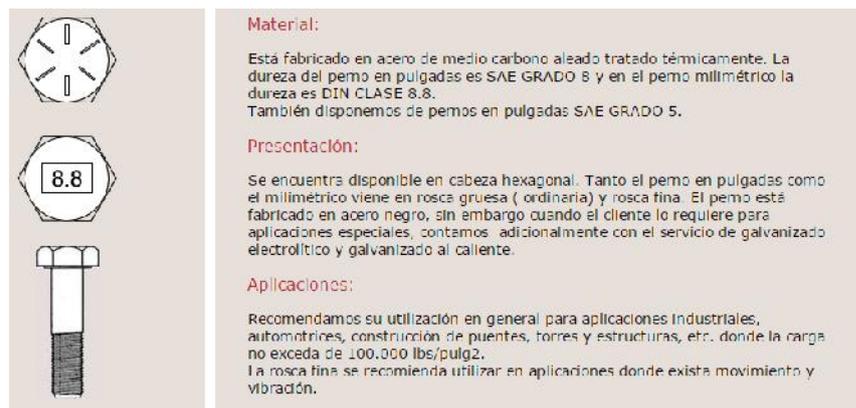


Figura 109. Pernos comerciales en el Ecuador. (Casa del Perno, 2015)

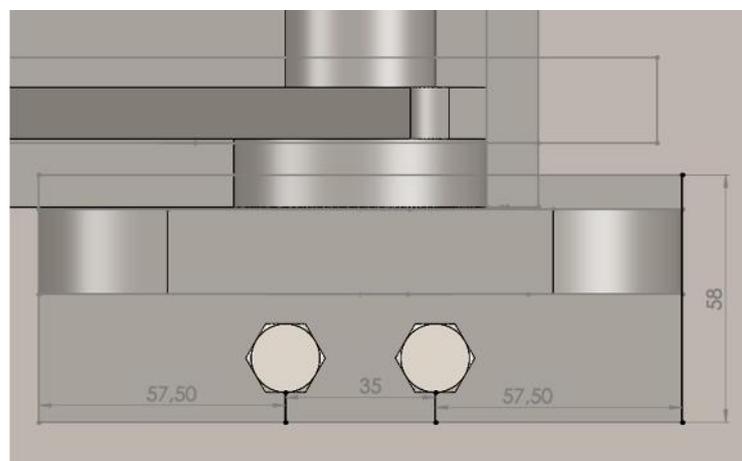


Figura 110. Dimensiones de la junta traslapada vista superior.

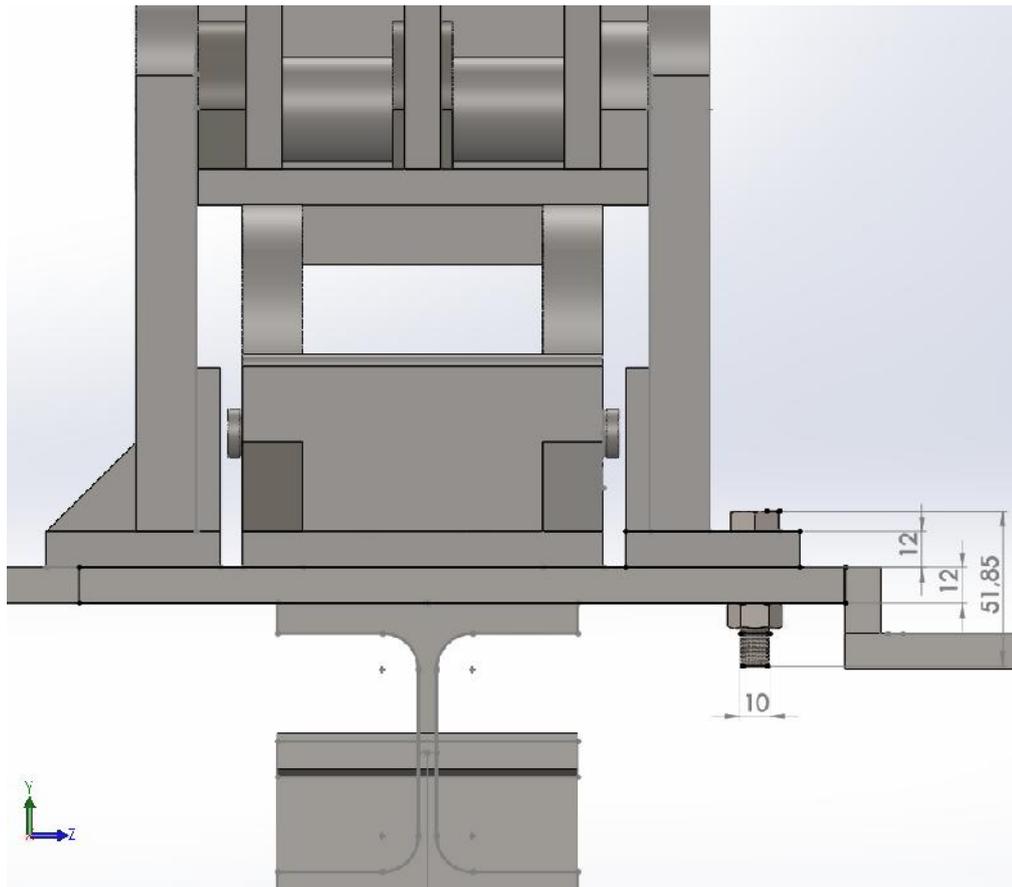


Figura 111. Dimensiones de la junta traslapada vista lateral.

El análisis correspondiente es (Shigley, 2002):

- Placas estructurales para AISI 1020 según lo fabricado en el Ecuador, $S_y = 351.57$ [N/mm²] (Tabla 16), $S_{sy} = 0.577(351.57) = 202.856$ [N/mm²]. Para los pernos según: $S_y = 660$ [N/mm²] (Figura 112), $S_{sy} = 0.577(660) = 380.82$ [N/mm²]. Con los siguientes cálculos:

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Figura 112. Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero. (Shigley, 2002, pág. 420)

Análisis en cortante del perno:

$$\text{AreaC} = 2 * \pi * r_{\text{perno}}^2 = 157.08 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{FuerzaC} = \text{AreaC} * \frac{S_{sy1}}{n} = 14.955 \text{ [kN]}$$

Análisis de aplastamiento del perno:

$$\text{AreaA} = 2 * d_{\text{perno}} * t = 240 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{FuerzaA} = \text{AreaA} * \frac{S_{y1}}{n} = 39.6 \text{ [kN]}$$

Análisis de aplastamiento de las placas:

$$\text{AreaAP} = 2 * d_{\text{perno}} * t = 240 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{FuerzaA} = \text{AreaAP} * \frac{S_{y2}}{n} = 21.094 \text{ [kN]}$$

Análisis de tensiones de las placas

$$\text{At} = (a - d_{\text{perno}}) * t = 5.76 * 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\text{Ft} = \text{At} * \frac{S_{y2}}{n} = 5.063 * 10^4 \text{ [N]}$$

$$\text{Ft} = \min(\text{FuerzaC}, \text{FuerzaA}, \text{FuerzaAP}, \text{Ft}) = 1.495 * 10^4 \text{ [N]}$$

Se tiene una fuerza mínima de 14 950 [N] en fuerza al cortante después de todo el análisis, el cortante puede ser provocado por la componente “X” de la

Figura 102 (5340 N). Por tanto los pernos DIN clases 8.8 M10, están correctamente dimensionados.

Con la fuerza mínima de 14 950 [N] se entiende que todos los demás pernos pueden ser de M10, por que las fuerzas que actúan son casi iguales o menores que lo analizado. Como se puede observar en la Figura 113.

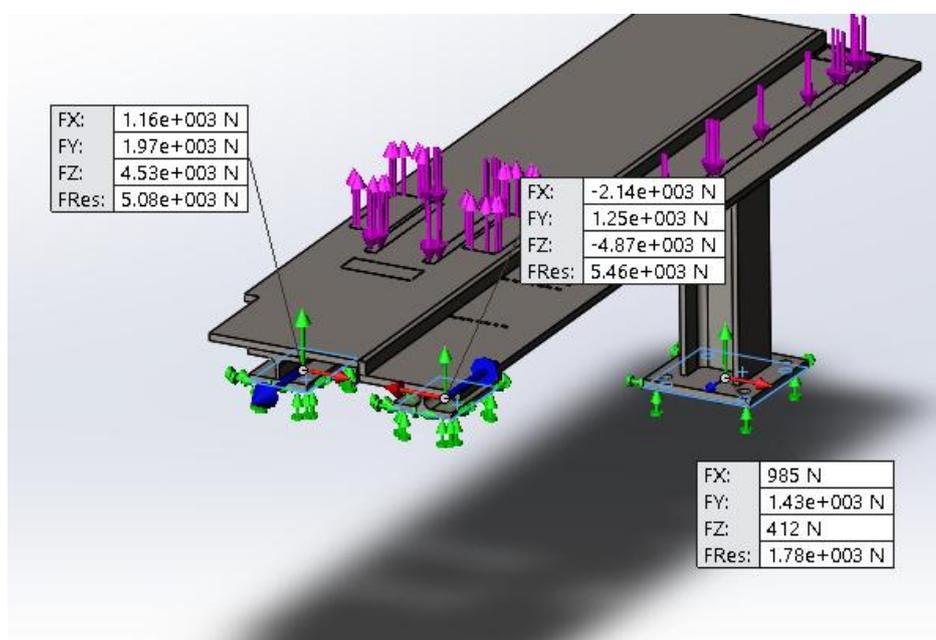


Figura 113. Pernos de la mesa soporte.

4.4 Tope móvil

Se requiere de un mecanismo que sostenga los tubos mientras el tope mecánico del mecanismo 1 desciende, dejando de esta manera pasar solamente la cantidad de tubos que requiere el operador. Esto se lo implementa con un software de control especificado en el capítulo siguiente.

Este mecanismo además debe desplazarse de forma perpendicular al deslizamiento de los tubos para así poder escoger tubos en sus respectivos diámetros, según los parámetros que el operador introduzca a la máquina.

Debe tener una estructura rígida capaz de contener hasta 5 tubos de 13 3/8 pulgadas manteniéndolos en posición, cuando se requiera que pase un solo tubo hacia la mesa de alimentación. Sin embargo, este mecanismo se diseñará considerando que no sufrirá impacto por parte de los tubos.

Uno de los retos más importante en el diseño del mecanismo es lograr que el rodillo del cilindro neumático esté siempre en contacto con el tubo que detendrá al resto. Esto es de suma importancia porque si no se encuentra en contacto o muy cerca de estarlo, se puede producir un impacto que posiblemente afecte al tope neumático. Si bien el cilindro neumático está diseñado para soportar impactos de manera lateral, existe una fuerza vertical considerable que puede causar daño en la estructura del cilindro y es preferible evitarla.

Como se puede visualizar en la Figura 114, el mecanismo consistirá de un tope neumático que estará anclado a una estructura capaz de moverse utilizando un tornillo de bolas, una guía lineal y un motor a pasos.

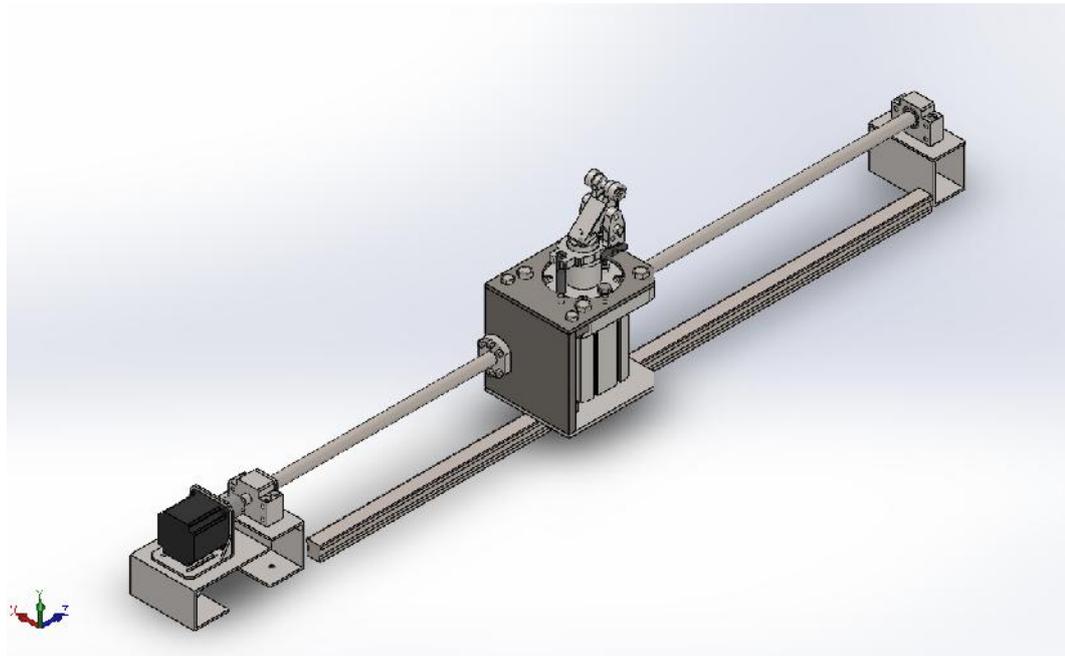


Figura 114. Esquema general de mecanismo.

Se elaboró un plano para mostrar todas las medidas del conjunto armado del mecanismo tope móvil, además de caracterizar todos los elementos y accesorios en su respectivo lugar. Revisar MCT-15-013 del Anexo1.

4.4.1 Cálculo y selección de cilindro de tope neumático

Para la industria del movimiento y transporte de material se han utilizado varios mecanismos como transportadores y bandas, además de que se han desarrollado diversos equipos y se ha perfeccionado otros como es el cilindro tope neumático de FESTO.

El modelo escogido, en base al ejemplo de selección de la Figura 115, es el 555 575 DFST-63-30-DL-Y4-A. Algunas de las características que justifican la selección se detallan a continuación:

- Pistón con movimiento suave y sin ruido por un amortiguador neumático de alto rendimiento que garantiza una absorción considerable de energía (Figura 118).
- Pistón de construcción robusta para una mayor duración con una sólida barra guía.
- Protección contra de la suciedad y humedad, perfecto para las condiciones de trabajo en las que se encontrará el equipo.
- Se muestran más datos en la Figura 116 y los materiales se detallan en la Figura 117.

El código en cuestión implica las siguientes características:

- Cilindro de tope tipo DFST con diámetro de embolo de 63 [mm].
- Carrera de 30 [mm]
- Cilindro de doble efecto con bloqueo de la palanca basculante, amortiguador ajustable y con detección de posición final. Figura 115.

Tipo	
DFST	Cilindro de tope
Diámetro del émbolo [mm]	
Carrera [mm]	
Funcionamiento	
	De simple efecto, tracción
D	De doble efecto
Bloqueo	
	Sin
L	Con bloqueo de la palanca basculante
Amortiguación	
Y4	Amortiguador ajustable
Detección de posiciones	
A	Para detectores de posición

Figura 115. Ejemplo de selección de cilindro neumático.

Datos técnicos generales			
Diámetro del émbolo	50	63	80
Conexión neumática	G $\frac{1}{8}$		
Carrera [mm]	30	40	
Construcción	Vástago con palanca basculante		
Funcionamiento	De doble efecto		
	De simple efecto, tracción		
Antigiro/Guía	Barra de guía		
Tipo de fijación	Mediante taladros		
Amortiguación (del movimiento del émbolo)	Anillos y discos elásticos en ambos lados		
Detección de posiciones	Para detectores de posición		
Posición de montaje	Indistinta		
Peso del producto [g]	1 800	3 500	6 850

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:--]
Presión de funcionamiento ¹⁾ [bar]	2 ... 10
Temperatura ambiente [°C]	5 ... 60
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾	1

1) La presión mínima de funcionamiento para diámetro de émbolo de 50 con bloqueo de la palanca basculante es de 3 bar

2) Clase de resistencia a la corrosión 1 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a peligro de corrosión. Protección para transporte y almacenamiento. Piezas con superficies sin fines decorativos, por ejemplo, por encontrarse en el o recubrimientos.

Figura 116. Datos técnicos generales del cilindro neumático de tope DFST de FESTO.

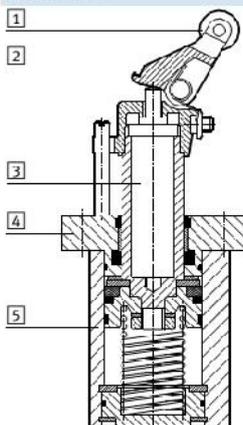
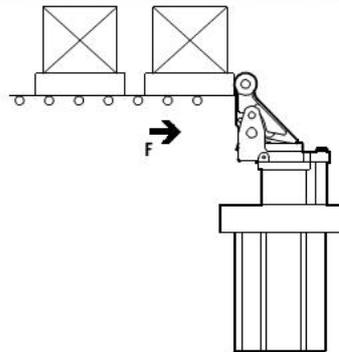
Materiales			
Vista en sección			
			
1	Cilindro de tope		
Diámetro del émbolo			
	50	63, 80	
1	Ruedas	Poliacetal	
2	Cabezales	Aceero fundido, riquelado	
3	Vástago	Acero inoxidable de aleación fina	
4	Culata	Fundición inyectada de aluminio	Aleación de aluminio
5	Cuerpo	Aleación de aluminio	
-	Juntas	Caucho nitrílico	
Calidad del material		Conformidad con RoHS	

Figura 117. Lista de materiales del cilindro neumático tipo DFST de FESTO.

Fuerza de impulso F_{imp} admisible en los rodillos de la palanca basculante, estando extendido el vástago y presionada la palanca

Bajo fuerza de impulso admisible se entiende la fuerza que puede aplicarse brevemente en la palanca ya presionada, sin dañar el apoyo del vástago o el mecanismo de la palanca.



Díámetro del émbolo	50	63	80
Impacto [N]	3 000	5 000	6 000

Figura 118. Impacto admisible en el cilindro neumático tipo DFST de FESTO.

El cilindro escogido con todos sus accesorios se verá finalmente como la Figura 119, que además muestra la válvula neumática para el funcionamiento.

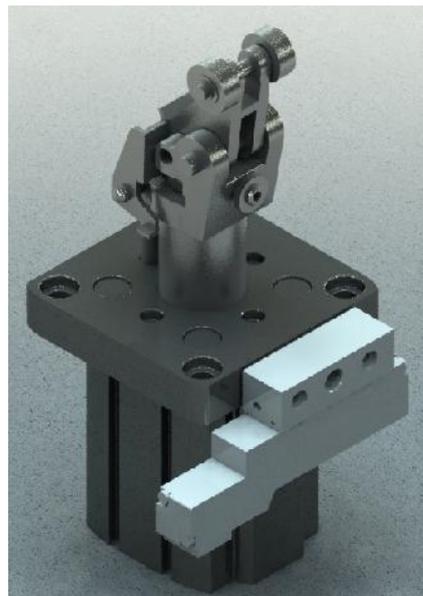


Figura 119. Imagen cilindro neumático tipo DFST de FESTO.

Los cilindros de tope DFST están diseñados para aguantar cargas en sentido lateral, sin embargo como se puede ver en la Figura 120 existe también una componente vertical que tiene un peso importante en el dimensionamiento del cilindro neumático para la aplicación que se está desarrollando.

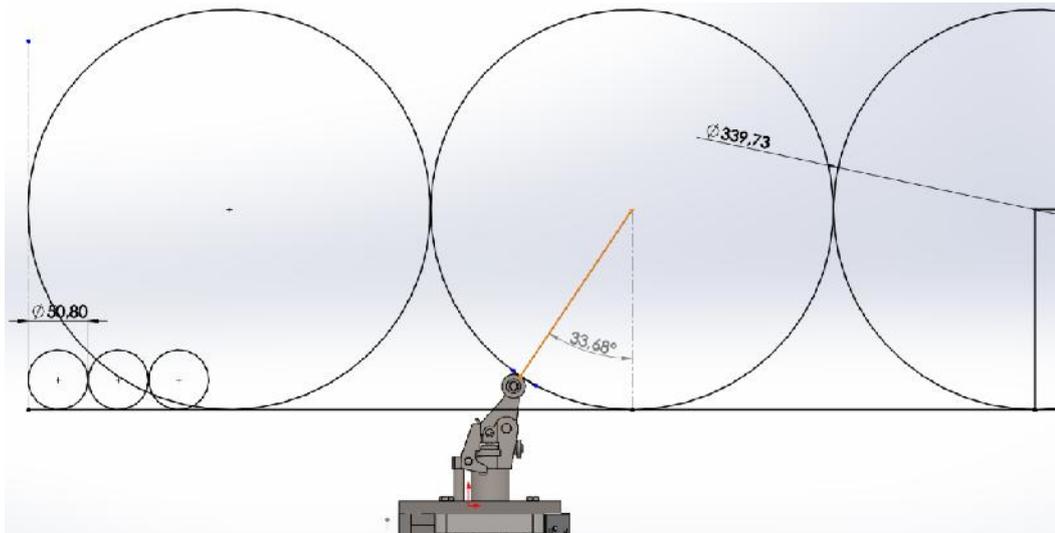


Figura 120. Análisis geométrico de dirección de fuerzas sobre cilindro neumático.

Con el fin de obtener las fuerzas requeridas, para evaluar si el cilindro neumático tiene la capacidad de soportar 5 tubos de 13 3/8 pulgadas, se realiza un análisis geométrico y un posterior análisis estático.

$$W_m = 2700 \text{ [kg]}$$

$$F_x = 5 * W_m * g * \sin(1^\circ) = 2.311 \text{ [kN]}$$

$$F_x = F * \sin(33.68^\circ) = 4.166 \text{ [kN]}$$

$$F_y = F * \cos(33.68^\circ) = 3.467 \text{ [kN]}$$

De acuerdo a la Figura 120, la componente tiene un ángulo de 33.68° con la vertical. Este ángulo causa que la componente vertical sea mayor que la componente horizontal de la fuerza. Debido a que en el diseño existirán 3 topes en total, la fuerza individual que soporta cada tope es de:

$$F_{xi} = 770.173 \text{ [N]}$$

$$F_{yi} = 1156 \text{ [N]}$$

La fuerza en el eje x ($F_x = 770.2 \text{ [N]}$) es la que soporta la estructura lateral del cilindro, la cual de acuerdo a la hoja técnica es capaz de sostener hasta 5000 [N] , con lo que se obtiene un factor de seguridad de:

$$F_s = \frac{5000 \text{ [N]}}{770.2 \text{ [N]}} = 6.49$$

Superior al requerido por la empresa, que permite además un posible impacto si el control de posición sufre alguna variación y se produce un impacto de los tubos contra el tope. La razón por la que se escogió este cilindro de 63 [mm] de embolo y no el de 50 [mm] es la componente vertical de la fuerza a la que va a estar sometido el mecanismo. La fuerza vertical ($F_y = 1156 \text{ [N]}$) está soportada por la presión del aire. Al ser un pistón con émbolo de 63 [mm] , la fuerza máxima que puede ejercer a 6 [bar] (presión aproximada de la planta de Sertecpet), es de:

$$F_y = 0.6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] * \pi * \left(\frac{63 \text{ [mm]}}{2} \right)^2 = 1870 \text{ [N]}$$

Suficiente para soportar la carga vertical de los tubos evitando cualquier tipo de impacto.

$$F_s = \frac{1870 \text{ [N]}}{1156 \text{ [N]}} = 1.62$$

4.4.2 Elementos del carro transportador

4.4.2.1.1 Apoyo Inferior

Es la base del mecanismo, su propósito es el anclaje del carro transportador con la guía lineal. La disposición de los agujeros (Figura 121) debe coincidir de manera exacta con los agujeros de la guía lineal. El diámetro de los pernos de sujeción es M3. Se realiza un abocardado con el fin de que la cabeza del perno no tope con el cilindro neumático.

Las dimensiones generales de la pieza son de 152 [mm] por 130 [mm] y un espesor de 5 [mm], Figura 122.

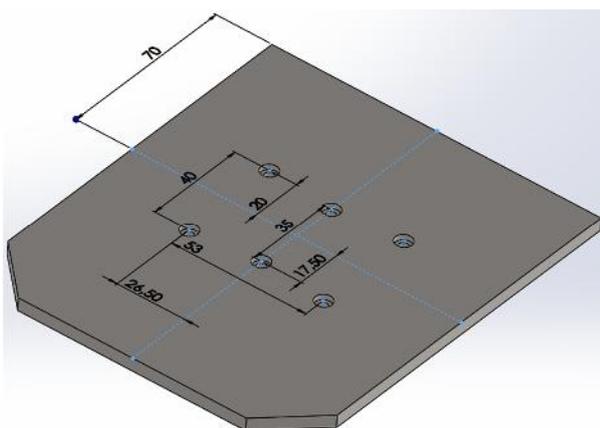


Figura 121. Posición de los agujeros del apoyo inferior del carro transportador.

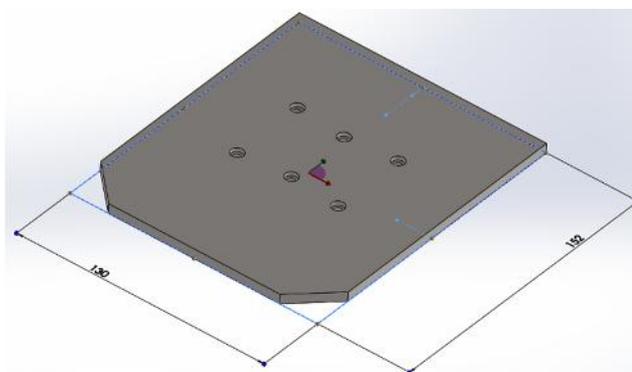


Figura 122. Tamaño del apoyo inferior del carro transportador.

Para comprobar las ubicaciones de los elementos del apoyo inferior en su respectivo lugar y las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes y tabla de los materiales, revisar MCT-15-13 del Anexo1.

4.4.2.2 Apoyo Vertical

El apoyo vertical es el respaldo y el soporte del cilindro neumático. Su finalidad es dar rigidez al mecanismo y permitir el anclaje del carro transportador al husillo de bolas SKU-1605. Las dimensiones generales de la pieza son de 135 [mm] por 130 [mm] con un espesor de 10 [mm] (Figura 123). Adicionalmente se requiere de 4 nervios soldados a la estructura y en la parte superior una pestaña con agujeros para perno M10, para anclar el apoyo superior de manera no permanente y permitir así el montaje y desmontaje del cilindro neumático de tope (Figura 124).

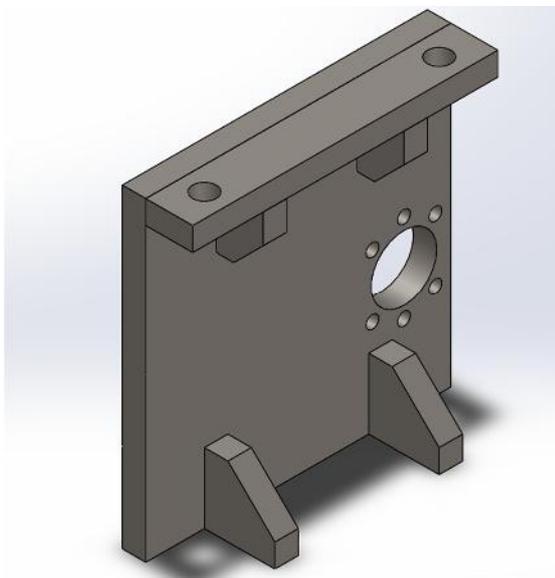


Figura 123. CAD del apoyo vertical carro transportador.

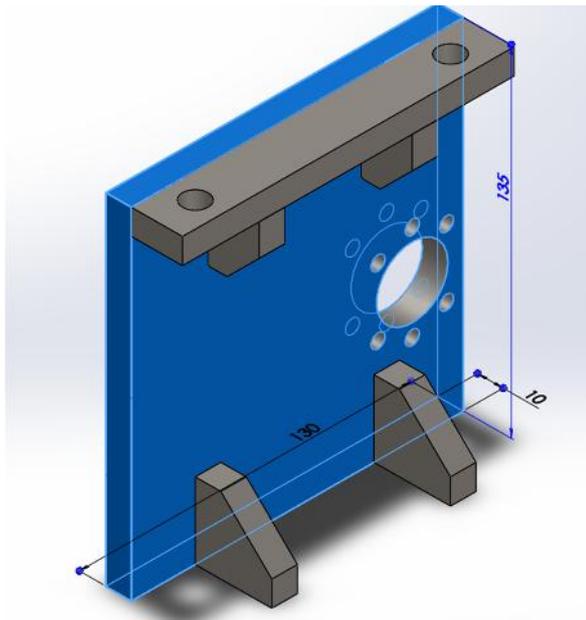


Figura 124. Dimensiones del apoyo vertical del carro transportador.

Para saber las ubicaciones de los elementos del apoyo vertical en su respectivo lugar y las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-14 del Anexo1.

4.4.2.3 Apoyo Superior

El apoyo superior es la pieza que conecta al carro transportador con el cilindro neumático de tope. La disposición de los agujeros (Figura 125) está definida por el cilindro neumático y son de diámetro 11 [mm] para conectar pernos M10 (Figura 126 y Figura 127).

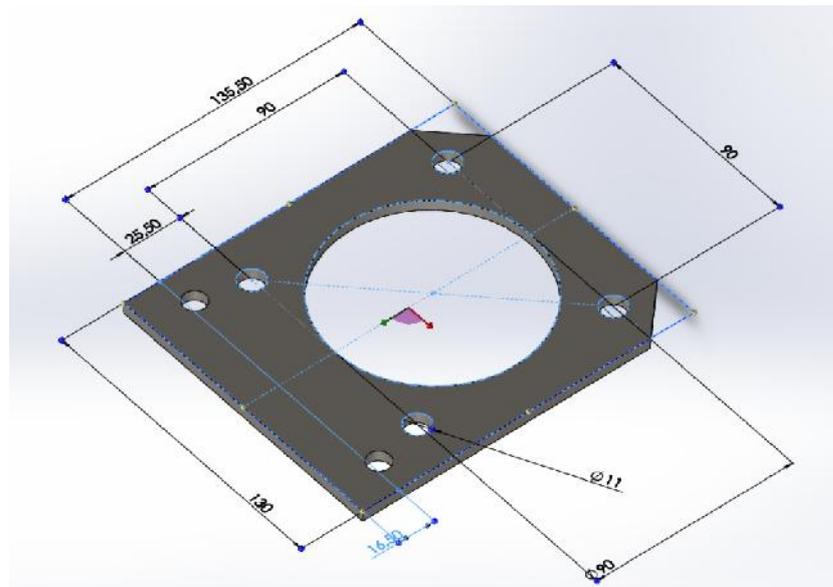


Figura 125. Dimensiones del apoyo superior del carro transportador.

Para conocer las ubicaciones de los elementos del apoyo superior en su respectivo lugar y las especificaciones detalladas con las medidas correspondientes, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-15 del Anexo1.

A continuación se puede observar el ensamble de las partes mencionadas anteriormente (Figura 126) y el ensamble final ya colocado el cilindro (Figura 127).

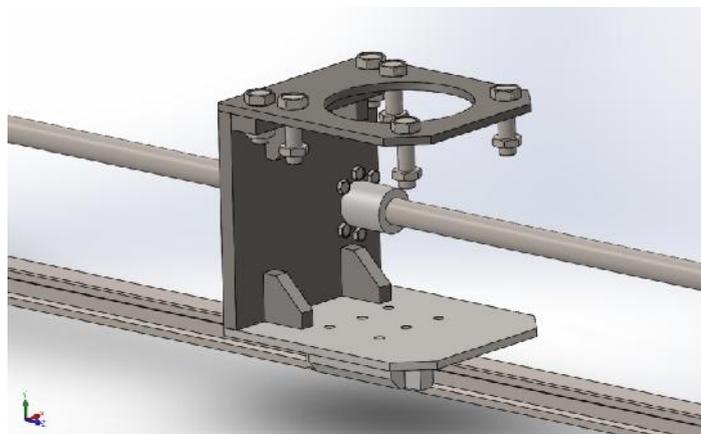


Figura 126. Carro Transportador ensamblado.

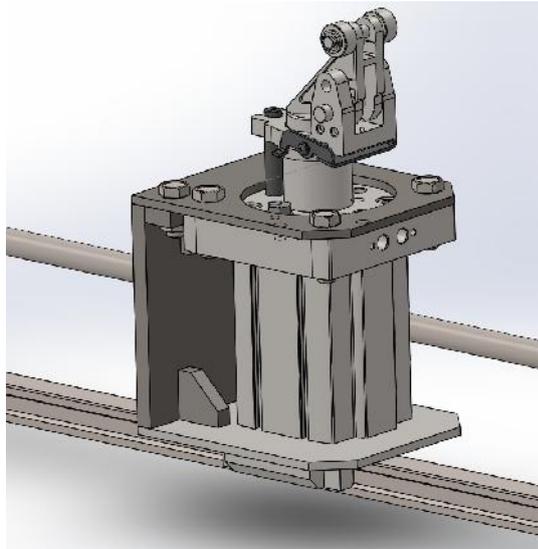


Figura 127. Carro transportador ensamblado con cilindro neumático de tope.

Como se visualiza en la Figura 129, existe una separación de 3 [mm] entre el cilindro neumático de tope y el apoyo inferior. El objetivo de esta separación es eliminar esfuerzos sobre la base del cilindro al momento de recibir la fuerza vertical y que esta sea absorbida por el apoyo superior. Esta separación no puede ser demasiado grande debido a que causa un esfuerzo mayor en la unión entre el apoyo vertical y el apoyo superior.

La base del cilindro del tope es de una aleación de aluminio (Figura 128) material que tiene una menor resistencia y dureza que el acero del que están hechas las placas, por esta razón se necesita que se encuentre en una posición para evitar ser aplastada. Sin embargo como se mencionó, hay que tomar muy en cuenta también el esfuerzo en la unión entre el apoyo superior y el apoyo vertical.

Materiales		
Vista en sección		
1	Cilindro de tope	
	Diámetro del émbolo	50 63,80
1	Ruedas	Poliacetil
2	Cabezales	Acero fundido, niquelado
3	Vástago	Acero inoxidable de aleación fina
4	Culata	Fundición iryectada de aluminio Aleación de aluminio
5	Cuerpo	Aleación de aluminio
-	Juntas	Caucho nitrílico
	Calidad del material	Conformidad con RoHS

Figura 128. Materiales para el pistón DFST.

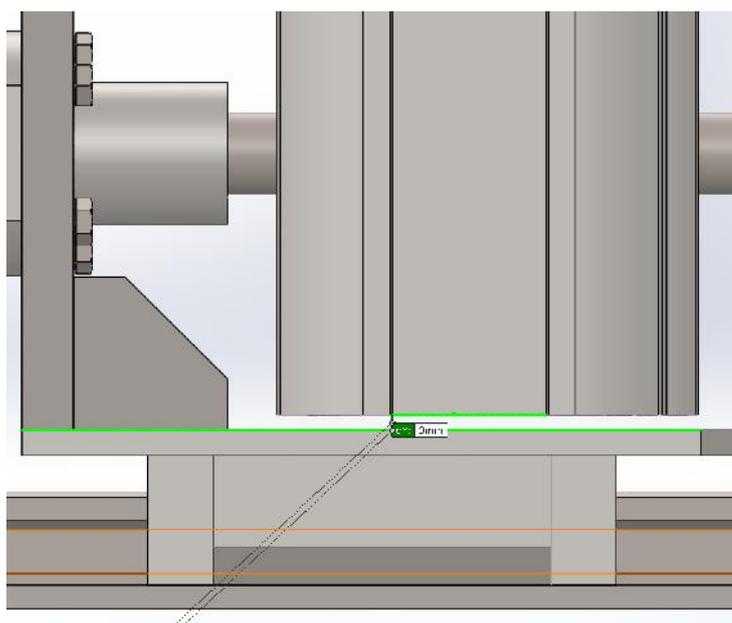


Figura 129. Separación entre cilindro neumático y carro transportador.

4.4.2.4 Bases chumaceras

Con el fin de que el tornillo sinfín se mantenga siempre nivelado es necesario colocar las chumaceras de manera elevada a nivel del carro transportador. Como se visualiza en la Figura 130, se diseña una base que permita elevar tanto la chumacera modelo BK12, como al soporte del motor para que el tornillo de bolas y el eje del motor queden centrados y nivelados.

Para la sujeción con la mesa y la base del motor se utilizan tornillos con cabeza hueca hexagonal de la DIN 912 M6 L25, con sus respectivas tuercas hexagonales (cara de arandela) de la DIN EN 24032 M6.

Para la unión del motor con su base se utilizan tornillos con cabeza ranurada de la DIN en ISO 1580 M3 L10, con sus respectiva tuercas hexagonales (cara de arandela) de la DIN EN 24032 M3.

Finalmente para la sujeción con la base del motor y la chumacera BK12 se utilizan tornillos con cabeza hueca hexagonal de la DIN 912 M6 L40 con sus respectivas tuercas hexagonales (cara de arandela) de la DIN EN 24032 M6.

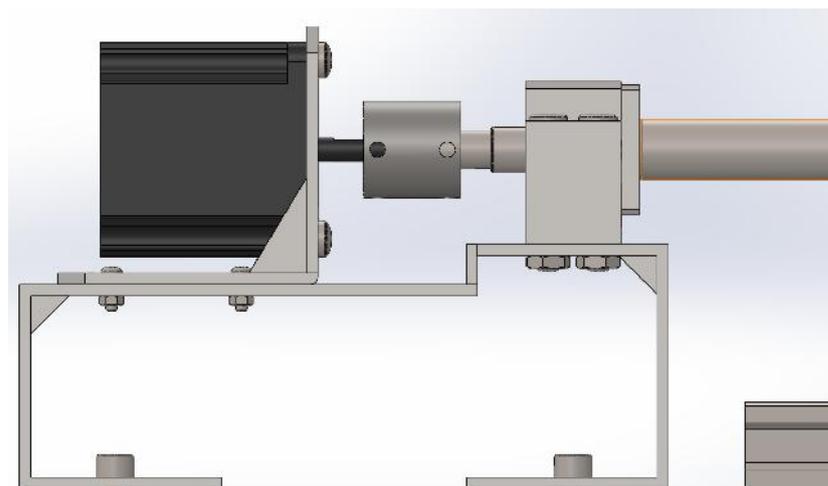


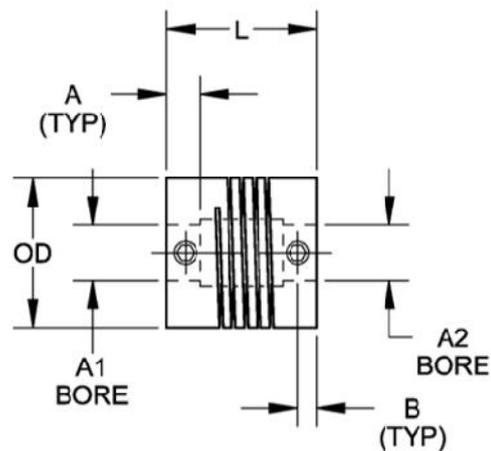
Figura 130. CAD base chumacera fija

Para saber las ubicaciones de los elementos de la base del motor, las medidas correspondientes, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-16 del Anexo1.

El acople entre el motor a pasos y el tornillo de bolas se lo realiza mediante una junta flexible (Figura 131), la que permite transmitir potencia del motor al tornillo de bolas, inclusive si existe una pequeña desviación en la alineación de los dos ejes. El acople debe tener un agujero de entrada de 6.35 milímetros y un agujero de salida de 10 milímetros. Además debe ser capaz de transmitir el torque necesario por la aplicación (96.63 [oz-in]). Como se puede ver en la Figura 132, el torque que puede transmitir el acople seleccionado es de 1.7 [Nm] o su equivalente 240.7 [oz-in].



Figura 131. Acople de motor 6.35 [mm] - 10[mm].



Modelo	A1 / A2 [mm]	OD [mm]	L [mm]	A / B [mm]	M	Torque [Nm]
TGC-S15	3 4 5	15.5	23	3.1	M3	0.7
TGC-S17	4 5 6	17.5	23	3.1	M3	0.7
TGC-S20	5 6 6.35 8	19.5	24.5	3.5	M4	1.5
TGC-S19	3 4 5 6 6.35	19.1	19.1	2.55	M3	0.7
TGC-S25	5 6 6.35 8 10	25.4	25.4	3.55	M4	1.7
TGC-S28	6 8 1 12.7	28.6	28.6	3.6	M5	1.7

Figura 132. Tabla de selección de acople de motor. (TBI MOTION, 2015).

En la Figura 133, se tiene la base de la chumacera BF12 colocada al otro extremo del tornillo de bolas. Para la sujeción entre esta base y la chumacera BF12 se utilizan tornillos con cabeza hueca hexagonal de la DIN 912 M6 L40 con sus respectivas tuercas hexagonales (cara de arandela) de la DIN EN 24032 M6 al igual que para la unión entre la mesa de los mecanismos y la base de la chumacera BF12.

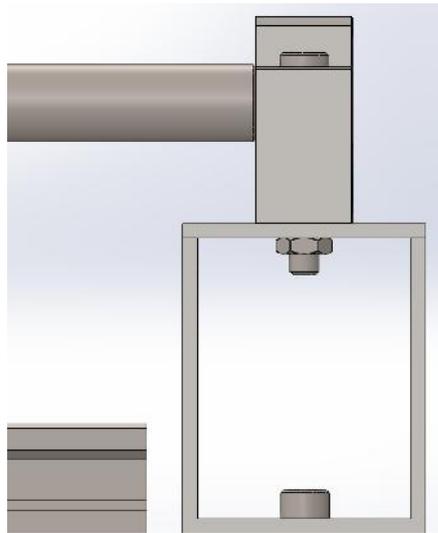


Figura 133. CAD base de la chumacera BF12.

Para conocer las ubicaciones de los elementos de la base chumacera BF12 y las medidas correspondientes, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales, revisar MCT-15-17 del Anexo1.

Las chumaceras BF12 y BK12 fueron seleccionadas en base al diámetro del tornillo de bolas seleccionado con anterioridad, estas chumaceras son bastante comunes en el mercado debido a su uso frecuente en la fabricación de máquinas CNC caceras. Las dimensiones de las chumaceras para realizar los modelos en CAD fueron obtenidas de las fichas técnicas en Figura 134 y Figura 135.

La chumacera BF12 utiliza rodamientos de código 6000 Z de diámetro externo de 26 [mm], diámetro interno de 10 [mm] y un ancho de 8 [mm], mientras que la BK12 rodamientos de código 7001Z de diámetro externo de 28 [mm], diámetro interno de 23 [mm] y un ancho de 8 milímetros.

4.4.3 Cálculo y selección de tornillo de bolas (ballscrew).

Se coloca un tornillo de bolas que hará que el posicionamiento tenga una precisión adecuada con el fin de que el pistón no sufra impactos innecesarios.

Con el auge de la creación de máquinas de control numérico e impresoras 3D caseras, la industria de los tornillos de bolas ha crecido mucho y se han abaratado los costos de estos elementos. En especial el tornillo de bolas de diámetro 16 que resulta más barato que tornillos de menor diámetro, por su alto nivel comercial. De esta manera se elegirá un tornillo modelo SFU 1605, cuyo diámetro es de 16 [mm] y su paso es de 5 [mm]. (Figura 136 y Figura 137).

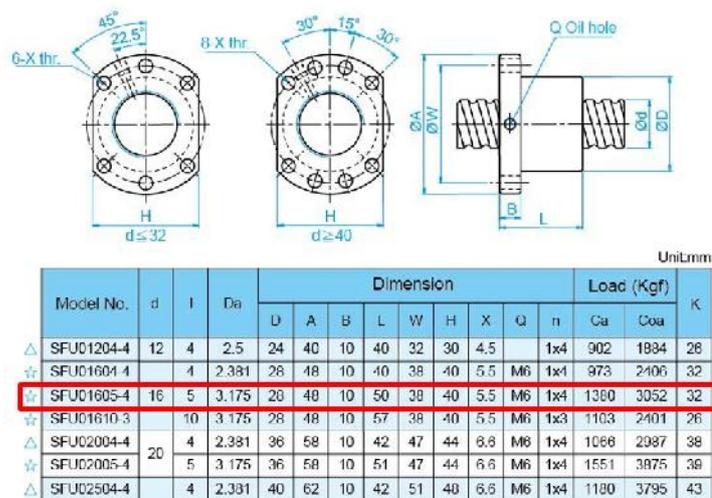


Figura 136. Dimensiones y capacidades de husillo de bolas SFU01605-4 (TBI MOTION, 2015).

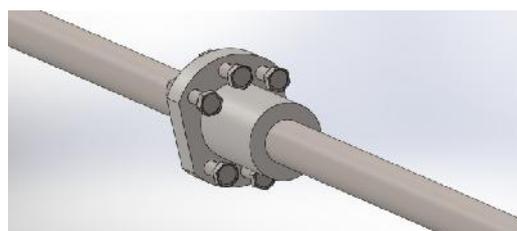


Figura 137. CAD de husillo de bolas SFU 1605-4

La longitud que debe recorrer el carro es de 704mm (especificaciones del tornillo sin fin MCT-15-15A del anexo1) y se requiere que su traslación se la realice en 3 segundos desde su posición inicial hasta su posición máxima. Se define su posición inicial como la mitad de la carrera.

$$\begin{aligned} \text{paso} &= 5 \left[\frac{\text{mm}}{\text{vuelta}} \right] \\ D_T &= 16 \text{ [mm]} \\ L_T &= 704 \text{ [mm]} \\ t_c &= 3 \text{ [s]} \\ V_L &= \frac{L_T}{t_c * 2} = 117.3 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right] \end{aligned}$$

Por lo que la velocidad del motor será la siguiente:

$$n_m = \frac{V_L}{\text{paso}} = 1408 \text{ [rpm]}$$

Considerando que se utilizará un motor a pasos de 1.8° por paso.

$$n_p = n_m * \frac{360}{1.8 * 60} = 4693.3 \left[\frac{\text{pasos}}{\text{s}} \right]$$

Todo su desplazamiento se lo realizará con la misma carga (peso del carro) sin embargo existe un incremento considerable de la fuerza al momento de ponerse en contacto con los tubos en su posición máxima. No sufrirá desplazamiento con la carga máxima pero tendrá que soportarla sin sufrir deslizamiento.

$$\begin{aligned} \mu &= 0.02 \\ m_C &= 7.15 \text{ [kg]} \\ P &= \mu * m_C * g = 1.402 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Cálculo de fuerzas en aceleración y desaceleración:

$$\begin{aligned} t_a &= 0.15 \text{ [s]} \\ \alpha &= \frac{V_{li}}{t_a} = 0.783 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \end{aligned}$$

$$P_a = \alpha * m_C + P = 7.0 \text{ [N]}$$

$$P_d = \alpha * m_C - P = 4.2 \text{ [N]}$$

$n = 0.93$ Eficiencia de tornillo de bolas

$$T = \frac{(P + F_{xi} + F_{yi} * \mu) * \text{paso}}{2 * \pi * n} = 0.682 \text{ [N * m]}$$

$$T = 96.63 \text{ [oz * in]}$$

Es necesario tomar en cuenta que el torque de 96.63 [oz-in] determinado en el paso anterior, es el requerido para que el carro transportador no resbale y sostenga a los tubos en una posición estática. El torque necesario para que se desplace el motor a su velocidad de transporte de 4693 pasos por segundo (1408 RPM) se determinará a continuación.

$$T = \frac{(P_a) * \text{paso}}{2 * \pi * n} = 0.004 \text{ [N * m]}$$

$$T = 0.508 \text{ [oz * in]}$$

$$\text{Power} = T * n_m = 0.084 \text{ [W]}$$

El torque necesario para que el carro transportador se traslade a 4693 pasos por segundo (1408 [rpm]) es de 0.508 [oz-in], un torque sin importancia considerando el torque que tiene que tener para aguantar el peso de los tubos.

4.4.4 Cálculo y selección de motor a pasos.

La selección del motor a pasos se la realiza en base a los cálculos realizados en secciones anteriores. Los parámetros más importantes son el torque y la velocidad de rotación. El torque requerido por la aplicación es 96.63 [oz-in] y una velocidad de 4693 [pasos/segundo] o su equivalente de 1410 [rpm].

De acuerdo a la Figura 138, el motor más adecuado es el modelo M-2218-6.0-S cuyo torque de agarre es de 100 [oz-in]. Este torque es el que se ejerce al energizar el motor, sin embargo como se puede ver en la Figura 139, la curva torque-velocidad nos permite determinar el torque a determinada velocidad. El torque que es capaz de desarrollar el motor a una velocidad de 4693 pasos por segundo (1408 [rpm]) es de 26 [oz-in], superior al requerido para el transporte del carro, por lo que la selección del motor es adecuada.

6.0 Amp motors		Single length	Double length	Triple length
Part number		M-2218-6.0 • (1)	M-2222-6.0 • (1)	M-2231-6.0 • (1)
Holding torque	oz-in	100	150	257
	N-cm	71	106	181
Detent torque	oz-in	2.0	3.0	5.0
	N-cm	1.4	2.1	3.5
Rotor inertia	oz-in-sec ²	0.0017	0.00397	0.0068
	kg-cm ²	0.12	0.28	0.48
Weight	oz	16.6	24.7	35.3
	grams	470	700	1000
Phase current	amps	6.0	6.0	6.0
Phase resistance	ohms	0.16	0.19	0.23
Phase inductance	mH	0.47	0.73	1.04

(1) Indicate S for single-shaft or D for double-shaft. Example M-2218-6.0S

Figura 138. Ficha técnica motor a pasos (Schneider Electric, 2015).

M-2218-6.0

Torque in Oz - In (N-cm)

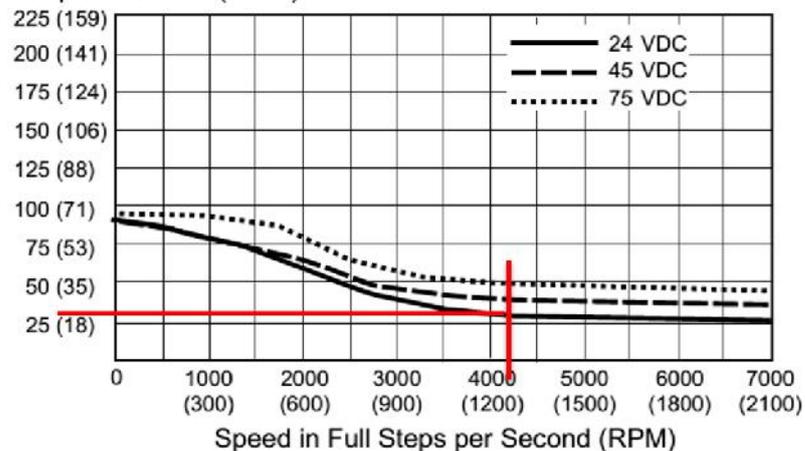
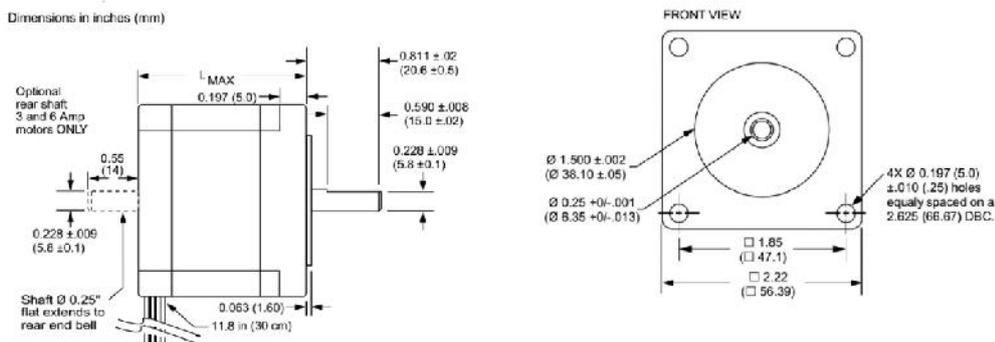


Figura 139. Desempeño torque-velocidad de motor a pasos (Schneider Electric, 2015).

El motor tiene un tamaño estándar NEMA 23, con dimensiones que se detalla en la Figura 140, además para su montaje es necesario un soporte como el que se muestra en la Figura 141.



Motor stack length inches (mm)	2.4 Amp motors	3.0 Amp motors	6.0 Amp motors
Single	1.77 (45)	1.77 (45)	1.75 (44.5)
Double	2.13 (54)	2.13 (54)	2.2 (56)
Triple	2.99 (76)	2.99 (76)	3.09 (78.5)

Figura 140. Dimensiones motor NEMA23 (Schneider Electric, 2015).



Figura 141. Soporte para motor NEMA 23.

Con estos datos de fuerza y torque es posible determinar la vida que va a tener el tornillo de bolas, para eso determinamos del catálogo (Schneider Electric, 2015):

$$C_a = 7.65 \text{ kN} = 780 \text{ [kgf]}$$

$$C_o = 13.2 \text{ kN} = 1346 \text{ [kgf]}$$

$$\text{Vida} = \left(\frac{C_o}{P} \right)^3 * 10^6 = 3.108 * 10^1$$

$$\text{Vida}_h = \frac{\text{Vida}}{n_m} = 3.67 * 10^1 \text{ [hr]}$$

Se verifica que el tornillo de bolas no sufra pandeo debido a la carga axial al que va a estar sometido.

$N_f = 0.5$ Al estar fijo en un extremo y simplemente apoyado en el otro

$L_{t_i} = 1000 \text{ mm}$ Incluyendo los extremos maquinados

$$F_k = 40720 * \left(\frac{N_f * D_T}{L_{t_i}} \right) = 1334 \text{ kgf} = 13 \text{ kN}$$

La carga necesaria para que pandee es de 13 [kN], superior a la carga real que va a soportar (770 [N]). Lo que implica que el tornillo de bolas no sufrirá pandeo en toda su longitud.

4.4.5 Cálculo y selección guías lineales

Para la selección de las guías lineales, se utilizó los datos provenientes del software CAD/CAE, con el fin de obtener de una manera más segura las reacciones, los momentos generados durante el desplazamiento y en el momento de aplicación de la fuerza. Una vez obtenidos esos datos, se procedió a escoger una guía lineal del catálogo SKF.

Debido a que la fuerza de los tubos sobre la estructura genera un momento sobre el carro de la guía, se procede a escoger un carro de mayor longitud como se detalla en la Figura 142.

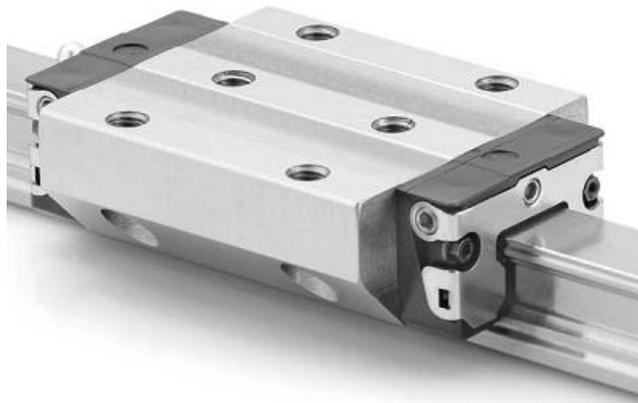


Figura 142. Imagen de guía lineal modelo LLRHC XX LA. (SKF, 2006).

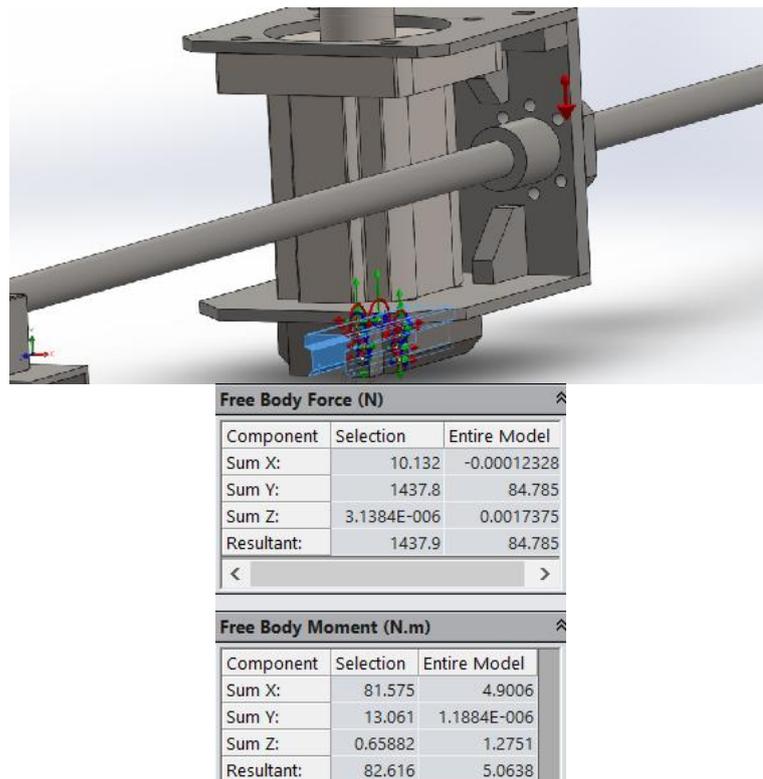


Figura 143. Determinación de fuerzas de cuerpo libre sobre el elemento utilizando software CAE.

Mediante el uso de software CAE se obtiene información acerca de las fuerzas a las que va a estar sometido el carro transportador. Un valor importante es el momento resultante de la Figura 143, donde se observa el resultado del software CAE utilizado para realizar el dimensionamiento de la guía lineal.

Se utilizará la fórmula adecuada para seleccionar un carro capaz de soportar las cargas necesarias y determinar la vida del elemento.

$$F_x = 10 \text{ N}$$

$$F_y = 1437 \text{ N}$$

$$F_z = 0 \text{ N}$$

$$M_x = 81.5 \text{ N.m}$$

$$M_y = 13.1 \text{ N.m}$$

$$M_z = 0.65 \text{ N.m}$$

Para el diseño se considerará que la carga dinámica, con el carro en movimiento, es despreciable en relación a la carga estática o de impacto que sufre al momento de realizar el contacto con los tubos. Por esta razón se usará la carga estática.

El carro escogido preliminarmente es el modelo LLRHC 20 LA que tiene las siguientes características. Figura 144.

Size	Dimensions (mm)																			
	W ₁	A ₁	W	N	L ₁	L ₂	H	H ₁	H ₄ ^a	H ₄ ^a	H ₃	W ₂	L ₃	L ₅	W ₃	H ₆	L ₆	L ₄	H ₈	H ₉
15	47	23,5	15	16,0	72,6	53,6	24	19,90	16,30	16,20	5,0	38	30	26	24,55	6,70	15,20	16,80	3,20	3,20
20	63	31,5	20	21,5	91,0	65,6	30	25,35	20,75	20,55	6,0	53	40	35	32,50	7,30	19,80	19,80	3,35	3,35
25	70	35,0	23	23,5	107,9	79,5	36	29,90	24,45	24,25	7,5	57	45	40	38,30	11,50	23,30	24,45	5,50	5,50
30	90	45,0	28	31,0	119,7	89,4	42	35,35	28,55	28,35	7,0	72	52	44	48,40	14,60	25,00	26,70	6,05	6,05
35	100	50,0	34	33,0	139,0	105,5	48	40,40	32,15	31,85	8,0	82	62	52	58,00	17,35	28,75	30,25	6,90	6,90
45	120	60,0	45	37,5	174,1	133,5	60	50,30	40,15	39,85	10,0	100	80	60	69,80	20,90	35,50	37,50	8,20	8,20

^a Dimension H₄ with cover strip. ^a Dimension H₄ without cover strip

Size	Dimensions (mm)							Weight (kg)	Load ratings (N)		Moments (N _m)			
	N ₁	W ₇ ^{ab}	H ₇ ^{ab}	d ₄	S ₂	d ₃	M ₂		C dyn.	C ₀ stat.	M _C dyn.	M _{C0} stat.	M _A dyn.	M _B stat.
15	5,2	4,4	10,3	4,3	M5	4,4	M2,5-3,5 depth	0,30	10 000	20 200	130	190	98	150
20	7,7	5,2	13,2	5,3	M6	6,0	M3-5 depth	0,55	24 400	35 200	310	450	225	330
25	9,3	7,0	15,2	6,7	M8	7,0	M3-5 depth	0,90	30 400	45 500	430	650	345	510
30	11,0	7,9	17,0	8,5	M10	9,0	M3-5 depth	1,50	40 000	57 800	690	1 000	495	715
35	12,0	10,2	20,5	8,5	M10	9,0	M3-5 depth	2,25	55 600	81 000	1 200	1 740	830	1 215
45	15,0	12,4	23,5	10,4	M12	14,0	M4-7 depth	4,30	90 400	128 500	2 440	3 470	1 700	2 425

Figura 144. Tabla de capacidades y dimensiones del modelo LLRHC 20. (SKF, 2006).

Se calcula el factor de seguridad del elemento:

$$F_0 = |F_V| + |F_H| + C_0 * \frac{|M_0|}{M_{t1}}$$

$$F_0 = 1437\text{N} + 10\text{N} + 35200\text{N} * \frac{81,5\text{N} \cdot \text{m}}{225\text{N} \cdot \text{m}} = 14197\text{N}$$

$$F_s = \frac{35200}{14197} = 2,5$$

El factor de seguridad es adecuado para la aplicación, considerando que en este tipo de elemento un factor de seguridad de 2 es suficiente.

Las guías lineales van a estar expuestas a la intemperie, por esa razón es necesario considerar las protecciones que se les va a colocar. Si bien el material del riel es inoxidable, son propensos a llenarse de impurezas que limitan su desempeño y causan daños.

La protección necesaria es la utilización de sellos que evitan que las impurezas, polvos finos, lubricantes y líquidos refrigerantes dañen la estructura. Las guías lineales incluyen sellos universales de uso general. Para la aplicación se requiere de sellos adicionales y de una placa raspadora de azul en la Figura 145.

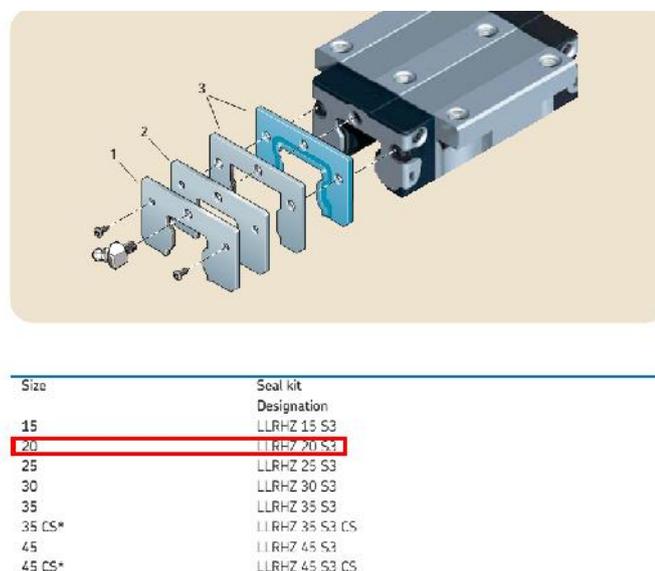


Figura 145. Selección de kit de sellos de protección SKF. (SKF, 2006).

El kit de sellos requerido para la guía lineal seleccionada (LLRHC 20 LA) es de tamaño 20. EL código de selección es el LLRH-Z 20 S3. Los elementos que contiene el kit de sellos son los siguientes:

- Placa raspadora. Permite limpiar la superficie conforme se desplaza el carro por la guía lineal.
- Placa de soporte. Mantiene en posición el sello frontal de dos partes.
- Sello frontal de dos partes. Mantiene los agentes externos alejados de las partes sensibles de la guía lineal.

4.4.6 Elementos finitos del carro transportador.

Con el fin de disminuir tiempo de cálculo en simulación, y simplificar el mallado, se ha procedido a eliminar ciertas características del cilindro neumático. Esto debido a que al ser un elemento que se ha diseñado es considerado como un elemento rígido e indeformable. El análisis se lo realiza solamente a la estructura del carro transportador. Figura 146.

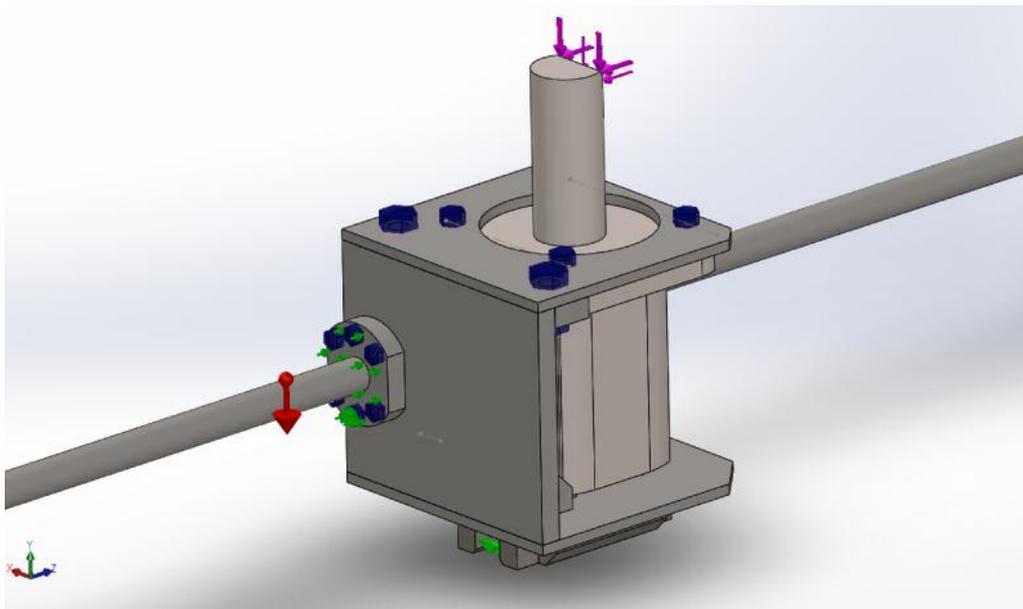


Figura 146. Sujeciones, conexiones y fuerzas aplicadas en simulación.

Como se visualiza en la Figura 147, para la simulación se consideraron las siguientes sujeciones y contactos ente superficies y sólidos.

- El apoyo inferior con la guía lineal se conectan mediante un contacto de junta empernada que no presenta mayores problemas en cuanto a esfuerzos, por esa razón se la consideró como una junta de union soldada.
- El apoyo vertical con el apoyo inferior se encuentran soldadas entre sí y con los nervios.

- De igual manera los nervios superiores se encuentran soldados al apoyo vertical.
- El husillo de bolas tiene una conexión empernada, donde se analizará posibles esfuerzos de contacto, por lo que se realiza un tipo de contacto sin penetración.
- El apoyo superior se conecta con el apoyo vertical mediante el uso de pernos, debido a esto y a que el apoyo superior está conectada con el cilindro de tope, se seleccionó un tipo de contacto sin penetración.
- El contacto entre el cilindro neumático y el apoyo superior es sin penetración debido a que se tiene que analizar la sujeción de los pernos.

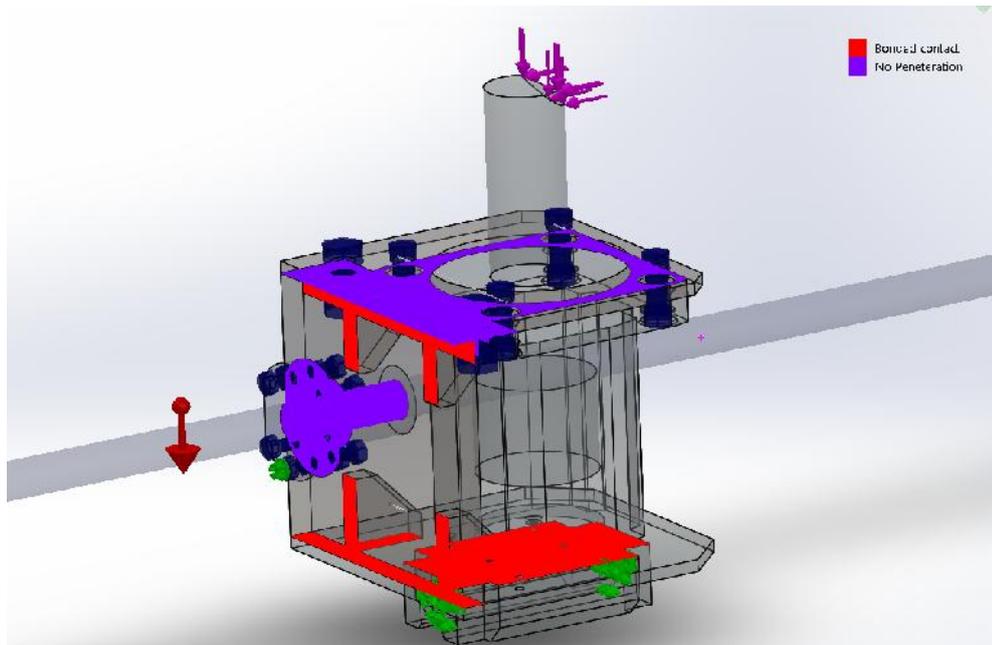


Figura 147. Trazado de visualización de contactos del carro transportador.

De acuerdo a la Figura 148, El factor de seguridad mínimo que se obtiene en la simulación es de 5.9. Este se encuentra localizado en el punto en el que la estructura se conecta con el tornillo de bolas. El material del tornillo de bolas es un acero endurecido resistente a la corrosión y de alta resistencia mecánica.

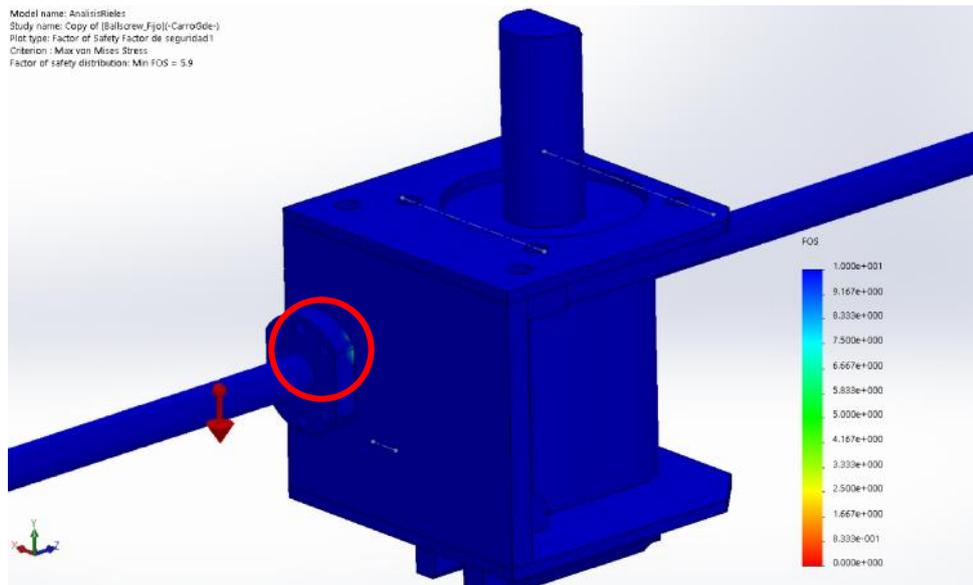


Figura 148. Resultado de simulación en software CAE

El tornillo de bolas está disponible en los siguientes aceros:

- SCM450 bajo la norma JIS, o su equivalente AISI/SAE 4150, acero con aleación de Cromo-Molibdeno. Una resistencia última a tracción de 740-880 [MPa].
- S55C bajo la norma JIS, o su equivalente AISI/SAE 1055, acero al carbono estándar. Una resistencia última a tracción de 660 [MPa].

Para la simulación se eligió el acero al carbono de menor resistencia (AISI 1055) con la finalidad de realizar un análisis conservativo.

4.5 Motores, reductores y embragues

Los motores, reductores, embragues y variadores de frecuencia se utilizarán para nivelar los tubos antes de la entrada de la sierra. En un apartado posterior se analiza el mecanismo que permitirá la nivelación, pero para que este funcione se deben mover los tubos de forma paralela a la entrada de la sierra. Con este fin se crearon 4 motores con sus respectivos reductores y embragues que permitirán el ingreso de los tubos y posteriormente al embragar quedaran rodillos libres para que la sierra no tenga problemas de sobre esfuerzo.

4.5.1 Dimensionamiento motor y reductor.

Para el dimensionamiento del mecanismo de alimentación se deben considerar los siguientes parámetros:

- Se alimentará máximo dos tubos de 13 3/8 pulgadas, con 2700 kg cada uno.
- El movimiento se lo realizará a una velocidad aproximada de 0.3 metros por segundo.
- El recorrido promedio de cada tubo será de un metro aproximadamente.

Los cálculos de potencia son los siguientes:

$$W_{\text{tubos}} = \frac{5400 \text{ Kg}}{5 \text{ rodillos}} = 1.08\text{E}3 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{rodillo}} \right]$$

$$W_{\text{rodillos}} = 330 \text{ [Kg]}$$

$$R_{\text{rodillos}} = \frac{0.2164 \text{ m}}{2} = 108.2 \text{ [mm]}$$

Se considera que en el caso más crítico, se encontrarán los dos tubos apoyados sobre los 5 rodillos. La fuerza sobre cada rodillo será entonces de 1080 [Kg]. Por otro lado el peso de cada rodillo será de 330 [Kg] aproximadamente y su radio de 108.2 [mm].

A continuación se calcularán las inercias necesarias y la velocidad angular respectiva del movimiento. En los cálculos constan: fórmula de inercia de un cilindro sólido para el cálculo de la inercia respectiva del rodillo, suma de todas las inercias del embrague (Warner, Electric, pág. 241), inercia del reductor (Bonfiglioli, pág. 104), e inercia del motor (Bonfiglioli, pág. 32).

$$J_r = 0.5 * W_{\text{rodillos}} * R_{\text{rodillos}}^2 = 1.932 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

$$J_{r_1} = 13E - 4 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

$$J_e = 0.244 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

$$J_m = 12.5e - 4 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

$$J_{t_1} = J_r + J_{r_1} + J_e + J_m = 2.177 \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

$$V_{li} = 0.3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$W_1 = \frac{V_{li}}{R_{r_1}} = 2.773 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$W_{rr} = 2.773 * \frac{60}{2 * 3.14} = 26.494 \text{ [rpm]}$$

$$I_{r_1} = \frac{1800}{W_{rr}} = 67.941$$

Se determina que para obtener una velocidad de 0.3 [m/s] se requiere de una velocidad de 26.5 [rpm] en los rodillos. Por tanto se requiere un reductor de velocidad con una relación de reducción de 67.94. El valor más cercano a esa respectiva reducción es de 64. Con lo que se obtienen las siguientes velocidades:

$$W_1 = \frac{1800 \left[\frac{\text{rev}}{\text{mn}} \right]}{64} = 2.945 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$V_{li} = W_1 * R_r = 0.319 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Se define que el tiempo de aceleración de los tubos es 2 segundos, por otro lado la desaceleración debe ser inmediata con el fin de que el posicionamiento sea exacto al terminar el trayecto, por lo que se escogió 0.5 segundos de tiempo de desaceleración.

$$t_a = 2 \text{ [s]}$$

$$t_d = 0.5 \text{ [s]}$$

$$W_0 = 0 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\alpha_a = \frac{W_1 - W_0}{t_a} = 1.473 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\alpha_d = \frac{W_0 - W_1}{t_d} = -5.89 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$T_a = J_t * \alpha_a = 3.205 \text{ [N * m]}$$

$$T_d = J_t * \alpha_d = -12.821 \text{ [N * m]}$$

$$V_0 = 0 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$V_1 = V_{li} = 0.319 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$a_a = \frac{V_1 - V_0}{t_a} = 0.159 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$a_d = \frac{V_0 - V_1}{t_d} = -0.637 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

De esta manera se obtiene el torque necesario para acelerar y desacelerar los tubos. El torque necesario para desacelerar la masa es bastante mayor al de aceleración. Por tanto ahora se requiere calcular la potencia necesaria para acelerar los dos tubos desde su velocidad de reposo a 0.319 m/s en 2 segundos. Es también necesario aclarar que por la velocidad requerida de 0.3 [m/s] se utilizará de un variador de frecuencia que permitirá obtener dicha velocidad sin disminuir el torque entregado.

Siendo el coeficiente de resistencia al rodamiento $C_r = 0.01$

$$m_{t_i} = 5.4e3 \text{ [kg]}$$

$$F = \frac{F \text{ para acelerar a lo requerido} + F \text{ para vencer el } C_{rr}}{4}$$

$$F = \frac{m_{t_i} * a_a + C_r * m_{t_i} * g}{4} = 347.496 \text{ [N]}$$

$$T_a = F * R_{rodillos} = 37.599 \text{ [N * m]}$$

$$P_a = T_a * W_1 = 110.738 \text{ [W]}$$

$$P_a = 0.149 \text{ [hp]}$$

Debido a que no existe un valor definitivo acerca del coeficiente de resistencia al rodamiento o rodadura, se utiliza al coeficiente de resistencia al rodamiento entre ruedas de acero y rieles de acero utilizados en ferrocarriles. Hay William, define "Crr" entre los valores de 0.0010 a 0.0024 para el caso señalado anteriormente. (Hay, 1953). Considerando que tanto las ruedas de acero de los ferrocarriles como los rieles, son de materiales tratados térmicamente y con un excelente acabado superficial. El coeficiente de resistencia al rodamiento está relacionado con el nivel de deformación que sufre la rueda en el punto de contacto con la superficie, siendo este un caso bastante ideal.

Para la aplicación, en las que se tendrán tubos de diferentes diámetros y acabados se ha considerado un valor más conservativo de $C_{rr} = 0.01$. El torque necesario para mantener los tubos en movimiento, venciendo solamente la resistencia a la rodadura, se lo determina de la siguiente manera:

$$F_1 = \frac{F \text{ para vencer el } C_{rr}}{4}$$

$$F_1 = \frac{C_{rr} * m_{t1} * g}{4} = 132.39 \text{ [N]}$$

$$T_a = F_1 * R_{rodillos} = 14.325 \text{ [N * m]}$$

$$P_a = T_a * W_1 = 42.189 \text{ [W]}$$

$$P_a = 0.057 \text{ [hp]}.$$

Una vez en movimiento los tubos, es necesario realizar una nivelación. Para lograr eso, es necesario que el motor tenga la suficiente fuerza tal que siga rotando luego de que uno de los tubos ya haya topado el nivelador, con esto se logra que el segundo tubo se desplace hasta nivelarse con el primer tubo. Figura 150 y Figura 151.

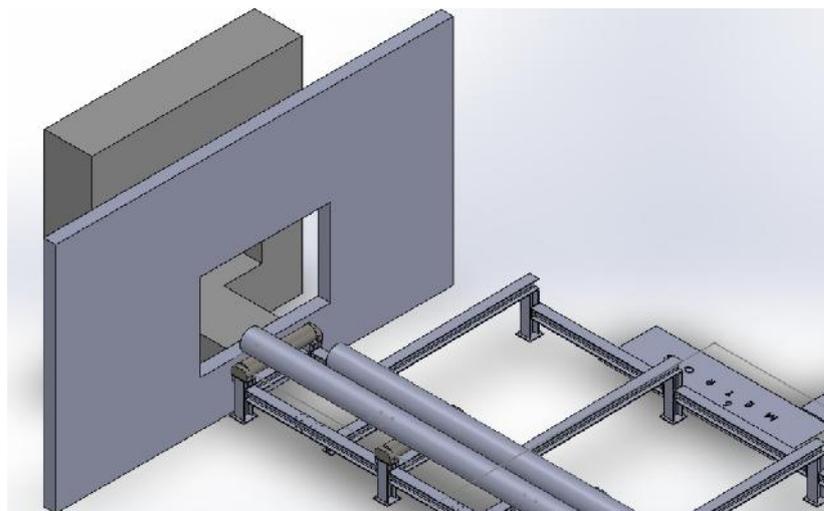


Figura 150. Tubos antes de nivelarse

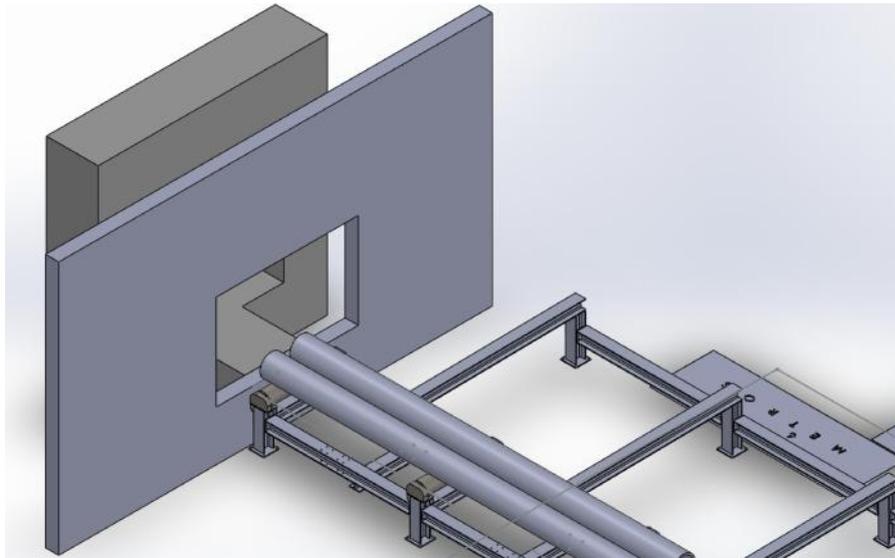


Figura 151. Tubos luego de nivelarse

Los cálculos correspondientes son los siguientes:

Siendo el coeficiente dinámico de rozamiento acero/acero $\mu_k = 0.42$.

$$N_{rc} = 4$$

$$N_{rl} = 1$$

El torque promedio se lo obtiene de la suma de torques necesarios para que estando un tubo quieto (ya nivelado) el otro tubo pueda rodar. Para que este segundo tubo pueda nivelarse, el torque ejercido deberá ser mayor al torque necesario para: friccionar el primer tubo mientras los motores se estén ejecutando, rodar al segundo tubo por los mismos rodillos motrices y por ultimo vencer el torque que provoque el primer tubo al tener quieto al último rodillo (“rodillo loco”), de la siguiente manera:

$$T_p = \left(N_{rc} * \mu_k * \frac{m_{t1}}{2} * g + N_{rc} * C_{rr} * \frac{m_{t1}}{2} * g + N_{rl} * \mu_k * \frac{m_{t1}}{2} * g \right) * R_{rl}$$

$$T_p = 1.226e3 \text{ [N * m]}$$

$$\text{PotenciaTotal} = T_p * W_1 = 4.843 \text{ [hp]}$$

$$\text{PotenciaIndividual} = \frac{\text{PotenciaTotal}}{N_{rc}}$$

$$\text{PotenciaIndividual} = 1.211 \text{ [hp]}$$

$$\text{TorqueIndividual} = \frac{T_p}{N_{rc}} = 306.546 \text{ [N * m]} = 226.097 \text{ [lbf * ft]}$$

A continuación se muestra el coeficiente de rozamiento dinámico acero-acero (Figura 152).

Materials	Static		Sliding	
	Dry	Greasy	Dry	Greasy
Hard steel on hard steel	0.78 (1)	0.11 (1, a)	0.42 (2)	0.029 (5, h)
		0.23 (1, b)		0.081 (5, c)
		0.15 (1, c)		0.080 (5, i)
		0.11 (1, d)		0.058 (5, j)
		0.0075 (18, p)		0.084 (5, d)
		0.0052 (18, h)		0.105 (5, k)
				0.096 (5, l)
	0.108 (5, m)			
Mild steel on mild steel	0.74 (19)		0.57 (3)	0.12 (5, a)
Hard steel on graphite	0.21 (1)	0.09 (1, a)		0.09 (3, a)
Hard steel on babbitt (ASTM No. 1)	0.70 (11)	0.23 (1, b)	0.33 (6)	0.16 (1, b)
		0.15 (1, c)		0.06 (1, c)
		0.08 (1, d)		0.11 (1, d)
		0.085 (1, e)		
Hard steel on babbitt (ASTM No. 8)	0.42 (11)	0.17 (1, b)	0.35 (11)	0.14 (1, b)
		0.11 (1, c)		0.065 (1, c)
		0.09 (1, d)		0.07 (1, d)
		0.08 (1, e)		0.08 (11, h)
Hard steel on babbitt (ASTM No. 10)		0.25 (1, b)		0.13 (1, b)
		0.12 (1, c)		0.06 (1, c)
		0.10 (1, d)		0.055 (1, d)
		0.11 (1, e)		

Figura 152. Imagen con los respectivos datos de fricciones estáticas y dinámicas de diferentes materiales. (Avallone, 2007, pág. 23 sec. 3).

Es así como se obtiene la potencia necesaria para lograr que los rodillos resbalen al quedarse quieto el primer tubo, con el fin de poder transmitir potencia al otro tubo. Debido a la eficiencia que posee tanto el motor, como el reductor de velocidad y el embrague, se considerará un motor de 2HP.

El reductor escogido es de tipo sinfín corona debido a la elevada reducción que se requiere para la aplicación, reducción de 64 unidades al pasar 1800 rpm a 28.13 rpm. Otra de las ventajas de utilizar un reductor de sinfín corona es su reducido tamaño en comparación con reductores de engranes helicoidales por ejemplo, que requieren de más de una etapa de reducción. Como se sabe, un menor tamaño de reductor significa un menor peso y a la vez un menor precio. De igual manera, al tener menos elementos móviles, su eficiencia es mayor a la de reductores de más de una etapa.

Para el dimensionamiento de una aplicación como la que planteamos es necesario realizar las siguientes consideraciones:

- Comprobar el rango de velocidad en el que se va a trabajar.
 - La máquina trabajará con un reductor de velocidad mecánico, lo que nos permite trabajar a una velocidad muy cercana a la nominal del motor.
 - Al ser un motor de 4 polos, su velocidad nominal será de 1800 RPM.
- Comprobar el par constante necesario para la aplicación.
 - De acuerdo a los cálculos anteriores, se define que el par necesario para la aplicación es de 306.546 [Nm].
- Comprobar posibles aceleraciones, en caso de que las haya comprobar momentos de inercia.
- Debido a que los tubos no se desplazarán con grandes aceleraciones, se considera para el diseño la parte más crítica que es cuando los tubos impactan contra el mecanismo nivelador.

- La fuerza requerida para acelerar a los tubos es despreciable en comparación con la fuerza requerida para que los rodillos nivelen a los tubos.
- Comprobar el posible par de arranque necesario.
- Elegir el motor, de modo que el par esté por debajo de la curva de capacidad de carga térmica.
- Elegir un convertidor de frecuencia adecuado según la potencia requerida.

También es necesario considerar que existe una fracción de tiempo en donde los rodillos deben vencer una fricción estática con respecto a los tubos que se encuentran asentados. Posterior a eso, los rodillos se deslizarán sobre el tubo con una fricción dinámica.

El dimensionamiento del motor se lo realizará considerando la potencia requerida para soportar la fuerza constante de deslizamiento. Además de acuerdo a la norma DIN 60034-1 / VDE 0530, el motor es capaz de soportar 1.5 veces su corriente nominal por al menos 2 minutos y es capaz de entregar 1.6 veces su torque por un valor de 15 segundos, tiempo suficiente para que el motor venza la fricción estática y entre en el rango de fricción dinámica. Por este motivo se dimensionará en estado estable, y se verificará que el torque máximo no sea superado.

De igual manera, el torque que es capaz de soportar un reductor es 300% del par nominal si es solo un instante. A continuación, se calcula cuál va a ser el torque necesario para vencer la fricción estática. Por otro lado se considera que este torque será requerido solamente de manera instantánea.

Siendo el coeficiente estático de rozamiento acero/acero $\mu_s = 0.75$

$$T_p = \left(N_{r\ell} * \mu_k * \frac{m_t}{2} * g + N_{r\ell} * C_r * \frac{m_t}{2} * g + N_r * \mu_k * \frac{m_t}{2} * g \right) * R_r$$

$$T_{prc} \quad 2 = 2.172E3 [N * m]$$

$$P \quad 2 = T_p \quad 2 * W_1 = 8.577 [hp]$$

$$P \quad 2 = \frac{P}{N_{rc}} \quad 2 \quad P \quad 2 = 2.144 [hp]$$

$$T \quad 2 = \frac{T_p}{N_{rc}} \quad 2 = 542.901 [N * m] = 400.423 [lbf * ft]$$

El reductor seleccionado es el siguiente cód. VF 130_64. Figura 153:

1.5 kW										
n ₂ min-1	M ₂ Nm	S	i	R _{n2} N						IEC 
11.8	792	1.7	80	15500	—	—	—	—	VF 150_80	P100 BN100LA6 146
11.8	817	1.7	120	13800	—	—	—	—	VFR 130_120	P90 BN90LA4 142
11.8	829	2.4	120	16000	—	—	—	—	VFR 150_120	P90 BN90LA4 148
11.8	805	3.0	80	19000	—	—	—	—	VF 185_80	P100 BN100LA6 152
13.6	789	1.0	69	8000	—	—	—	—	WR 110_69	P100 BN100LA6 138
13.6	778	1.9	69	13800	—	—	—	—	VFR 130_69	P100 BN100LA6 142
13.6	778	2.6	69	16000	—	—	—	—	VFR 150_69	P100 BN100LA6 148
14.7	673	2.2	64	15500	—	—	—	—	VF 150_64	P100 BN100LA6 146
15.7	640	1.3	90	8000	—	—	—	—	WR 110_90	P90 BN90LA4 138
15.7	649	2.3	90	13800	—	—	—	—	VFR 130_90	P90 BN90LA4 142
15.7	658	3.0	90	16000	—	—	—	—	VFR 150_90	P90 BN90LA4 148
16.8	580	1.1	56	8000	W 110_56	S3	M3LA6	136	W 110_56	P100 BN100LA6 137
16.8	597	1.8	56	13200	—	—	—	—	VF 130_56	P100 BN100LA6 140
16.8	606	2.5	56	15500	—	—	—	—	VF 150_56	P100 BN100LA6 146
17.6	553	1.6	80	12600	—	—	—	—	VF 130_80	P90 BN90LA4 140
20.4	540	1.2	69	8000	—	—	—	—	WR 110_69	P90 BN90LA4 138
20.4	498	1.3	46	8000	W 110_46	S3	M3LA6	136	W 110_46	P100 BN100LA6 137
20.4	533	2.4	69	13800	—	—	—	—	VFR 130_69	P90 BN90LA4 142
20.4	519	3.4	46	15500	—	—	—	—	VF 150_46	P100 BN100LA6 146
20.4	540	3.4	69	16000	—	—	—	—	VFR 150_69	P90 BN90LA4 148
22.0	455	1.2	64	8000	W 110_64	S3	M3SA4	136	W 110_64	P90 BN90LA4 137
22.0	462	2.0	64	12600	—	—	—	—	VF 130_64	P90 BN90LA4 140

Figura 153. Catálogo de Reductores. (Bonfiglioli, pág. 55).

Debido a que es un reductor de marca italiana, todos sus parámetros se referencian a 50Hz, para realizar una comparación con los parámetros a 60Hz, es necesario multiplicar la velocidad por 1.2 y dividir el torque para 1.2 como se evidencia en la Tabla 22.

Tabla 22

Características del reductor seleccionado a 60 [Hz].

N [RPM]	T [Nm]	Fs	i	DIMENSIONES		
26.4	385	2	64	VF130_64	P90	BN90LA4

El torque nominal del reductor es de 385 [Nm] y el torque requerido por la aplicación es de 306.55 [Nm], sin embargo el reductor posee un factor de servicio de 2 que lo hace aceptable para una aplicación en la que va a tener un pico de torque en su funcionamiento.

- Torque Reductor: 385 [Nm]
- Torque Fricción Dinámica: 306.55 [Nm]
- Torque Fricción Estática (Instantáneo): 542.9 [Nm]

$$F = \frac{385}{306.55} = 1.25$$

$$F_s = \frac{542.9}{385} = 1.41$$

Por tanto existe un factor de sobrecarga de 1.41 al momento de que los tubos pasan de tener una fricción estática a una dinámica. Este valor es menor al 1.6 que estipula la norma DIN 60034-1 / VDE 0530 como máximo. Además, al ser un reductor con factor de servicio de 2, es adecuada la selección.

Con esta información, es posible seleccionar el motor. Determinando lo siguiente:

- El torque entregado por el reductor es de 385 [Nm] a 26.4 [RPM] y está diseñado para un motor de 2 HP, o 1.5 KW.
- El torque de salida del reductor ya está ajustado para pérdidas de potencia y eficiencia tanto del motor como del propio reductor de velocidad.
- Se considera también entre las características del reductor, el método de montaje con respecto al motor.

En la Figura 153 y Figura 155, se observa que el tipo de reductor es VF130_64 con tipo de brida P90 de acuerdo a la norma IEC de montaje de motores. Se recomienda un motor del tipo BN90LA4 cuyas características se detallan en la Figura 154.

La brida de entrada del reductor debe ser igual a la brida de salida del motor con el fin de que ambos elementos se puedan unir sin problemas. En la Figura 156 y Figura 157, se puede ver las dimensiones de la brida P90 que posee el reductor y el motor respectivamente, con lo que nos aseguramos que encajen de manera perfecta.

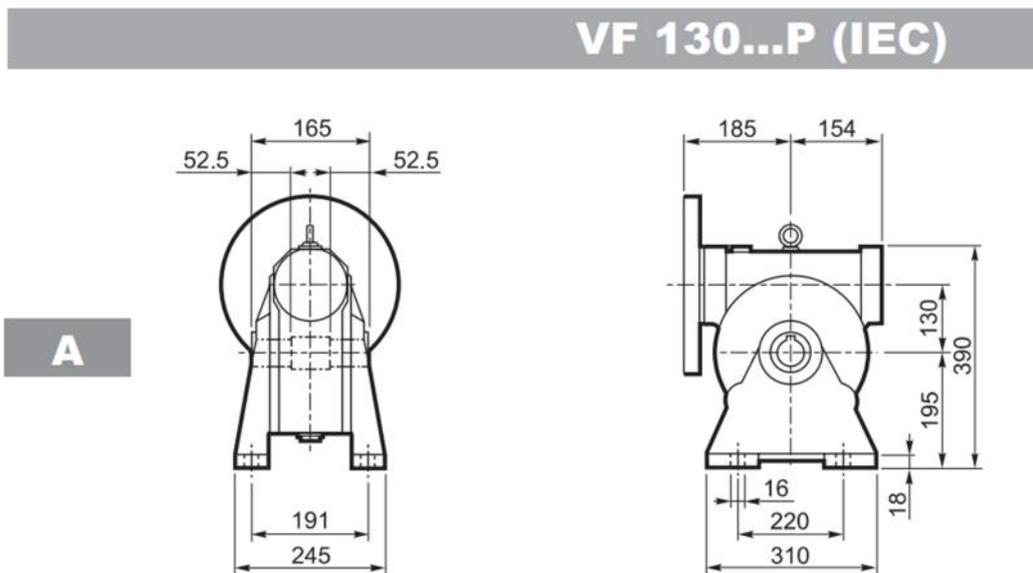


Figura 154. Información técnica Motor BE90LA seleccionado.
(Bonfiglioli, pág. 32).

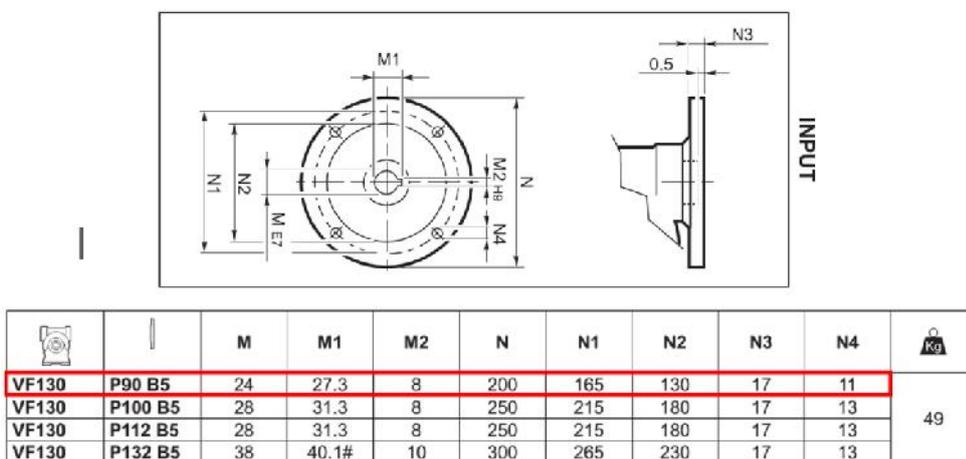
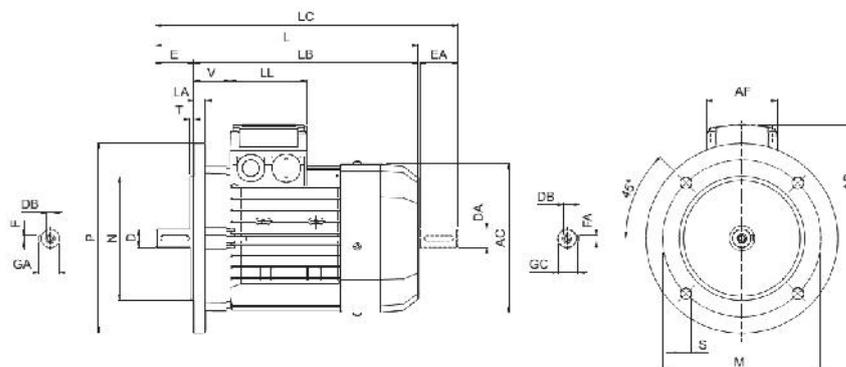


Figura 155. Dimensiones reductor VF130 (Bonfiglioli, pág. 140).



4 P		1500 min ⁻¹ - S1											50 Hz - IE2	
P _n kW		n min ⁻¹	M _n Nm	I _n 400V A	η%			cos φ	I _s I _n	M _s M _n	M _a M _n	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 Kg	
					100%	75%	50%							
0.75	BE 80B	4	1430	5.0	1.65	81.0	80.5	78.0	0.81	6.1	3.2	3.0	28	12.2
1.1	BE 90S	4	1430	7.4	2.53	82.5	82.0	79.5	0.76	6.3	2.9	2.8	28	13.6
1.5	BE 90LA	4	1430	10.0	3.5	83.5	83.0	80.0	0.74	5.9	3.1	3.0	34	15.1
2.2	BE 100LA	4	1430	14.7	4.9	85.4	85.0	84.0	0.76	5.8	3.0	2.8	54	22
3	BE 100LB	4	1420	20	6.6	85.5	86.0	85.5	0.77	5.9	2.8	2.6	61	24
4	BE 112M	4	1440	27	8.3	87.0	87.0	86.0	0.80	6.5	2.8	2.8	105	32
5.5	BE 132S	4	1460	36	11.1	88.5	88.5	87.5	0.81	7.3	2.9	2.9	270	53
7.5	BE 132MA	4	1460	49	14.8	89.0	89.0	88.5	0.82	6.9	2.9	2.8	319	59
9.2	BE 132MB	4	1460	60	18.1	89.5	89.5	88.5	0.82	6.9	2.9	3.0	360	70
11	BE 160M	4	1465	72	21.5	91.0	91.3	90.5	0.81	6.5	2.8	2.6	650	99
15	BE 160L	4	1465	98	28.7	90.8	91.0	90.5	0.83	6.5	2.6	2.3	790	115
18.5	BE 180M	4	1465	121	35	91.6	92.0	91.3	0.83	6.5	2.6	2.5	1250	135
22	BE 180L	4	1465	143	41	91.6	91.8	91.4	0.84	6.8	2.7	2.6	1650	157

Figura 156. Dimensiones de la brida de entrada del reductor P90 B5. (Bonfiglioli, pág. 141).



	Albero / Shaft / Welle / Arbre					Flangia / Flange / Flansch / Flange					Motore / Motor / Moteur / Moteur								
	D DA	E EA	DB	GA GC	F FA	M	N	P	S	T	LA	AC	L	LB	LC	AD	AF	LL	V
BE 80	19	40	M6	21.5	6							156	274	234	315	119	74	80	38
BE 90 S		50	M8	27	8	165	130	200	11.5	3.5	11.5	176	326	276	378	133			44
BE 90 L	24																98	98	
BE 100		60	M10	31	8	215	180	250			14	195	387	307	429	142			50
BE 112	28										15	219	385	325	448	157			52

Figura 157. Información dimensional de motor seleccionado BE90L. (Bonfiglioli, pág. 33).

4.5.2 Dimensionamiento reductor y embrague.

En primer lugar, para el diseño del eje que irá ubicado entre el reductor y el embrague, se consideraran los diámetros de entrada tanto del reductor como del embrague.

Del lado del reductor, siendo el tipo de carcasa escogido del 130 de acuerdo al fabricante Bonfiglioli, el agujero de salida tiene dimensiones dadas por la Figura 158. De igual manera, poseen un eje sugerido para el cliente. Se realiza el diseño del eje en base a la sugerencia de Bonfiglioli (Figura 159).

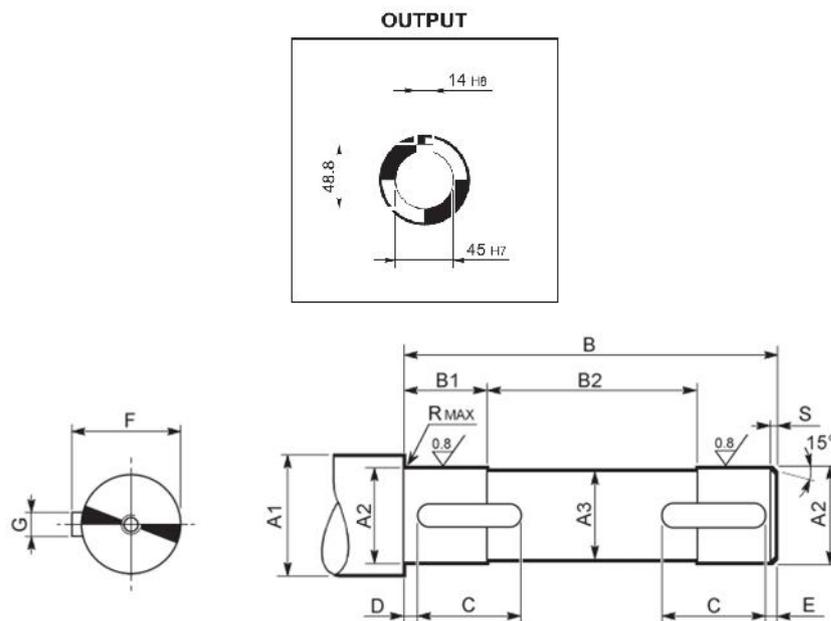


Figura 158. Agujero de salida reductor de velocidad. (Bonfiglioli, pág. 141).

	A1	A2	A3	B	B1	B2	C	D	E	F	G	R	S	 UNI 6604
VF 30	≥ 19	14 f7	13	53	18.5	16	40	6.5	6.5	16	5 h9	0.5	1.5	5x5x40 A
VF 44	≥ 23	18 f7	17	62	22.5	17	50	6	6	20.5	6 h9	0.5	1.5	6x6x50 A
VF 49	≥ 30	25 f7	24	80	20.5	39	20	2	2	28	8 h9	1	1.5	8x7x20 A
W 63	≥ 30	25 f7	24	118	38	42	35	2	2	28	8 h9	1	1.5	8x7x35 A
W 75	≥ 35	28 f7	27	125	38	49	40	2	2	31	8 h9	1	1.5	8x7x40 A
	≥ 35	30 f7	29	125	38	49	40	2	2	33	8 h9	1	1.5	8x7x40 A
W 86	≥ 42	35 f7	34	138	43	52	40	2	2	38	10 h9	1.5	1.5	10x8x40 A
W 110	≥ 48	42 f7	41	153	43	67	50	2	2	45	12 h9	1.5	2	12x8x50 A
VF 130	≥ 52	45 f7	44	163	50.5	62	60	2.5	2.5	49.5	14 h9	2.5	2	14x9x60 A
VF 150	≥ 57	50 f7	49	173	53	67	70	2.5	2.5	53.5	14 h9	2.5	2	14x9x70 A
VF 185	≥ 68	60 f7	59	188	63	62	80	2.5	2.5	64	18 h9	2.5	2	18x11x80 A
VF 210	≥ 99	90 f7	89	258	83	92	80	3	3	95	25 h9	2.5	2.5	25x14x80 A
VF 250	≥ 121	110 h7	109	318	83	152	80	3	3	116	28 h9	2.5	2.5	28x16x80 A

Figura 159. Dimensiones recomendadas de eje del reductor de velocidad. (Bonfiglioli, pág. 175).

El modelo escogido para el embrague es el PCC-1225 de Altra Industrial Motilón. Las razones por las que se escogió este embrague se detallan a continuación:

- Cuando la sierra CNC agarra a los tubos mediante actuadores hidráulicos y los traslada hacia el interior, es necesario separar a los rodillos del reductor de velocidad, porque si no se lo hace la fuerza del reductor de velocidad impediría la rotación de los rodillos. Esto causaría que el tubo friccione con los rodillos y se tendría una fuerza excesiva para el actuador de la sierra CNC y un desgaste de los materiales involucrados.
- Es necesario transmitir un torque de 306.55 [Nm] a una velocidad de 28 RPM, sin embargo el fabricante de los embragues sugiere que a velocidades menores de 100 RPM se elija un embrague capaz de soportar un torque dos veces superior al requerido por la máquina. Al inicio de su vida útil, los discos necesitan desgastarse hasta nivelar todas las irregularidades en la superficie y durante ese tiempo el

embrague no tiene su fuerza nominal y su comportamiento es irregular.

- El embrague escogido tiene las siguientes características.
- Figura 160, PCC-1225.



PCC (Primary Clutch Coupling)

Model Number	Max. Rated Torque	Outside Diameter (inches)	Overall Length (inches)	Page No.
PCC-500	40 lb. ft.	6	4-1/4	134, 136
PCC-825	125 lb. ft.	9-1/4	4-3/8	138
PCC-1000	240 lb. ft.	10-7/8	5-7/8	140
PCC-1225	465 lb. ft.	12-7/8	6-1/2	142
PCC-1525	700 lb. ft.	16-1/8	6-3/4	144

Figura 160. Información técnica Embragues tipo PCC. (*Warner, Electric, pág. 142*)

El torque que es capaz de transmitir el modelo PCC-1225 (Figura 161) es de 465 [lb*ft] lo que equivale a 630.5 [Nm], 2.05 veces el torque requerido por la aplicación, acorde a lo sugerido por el fabricante.

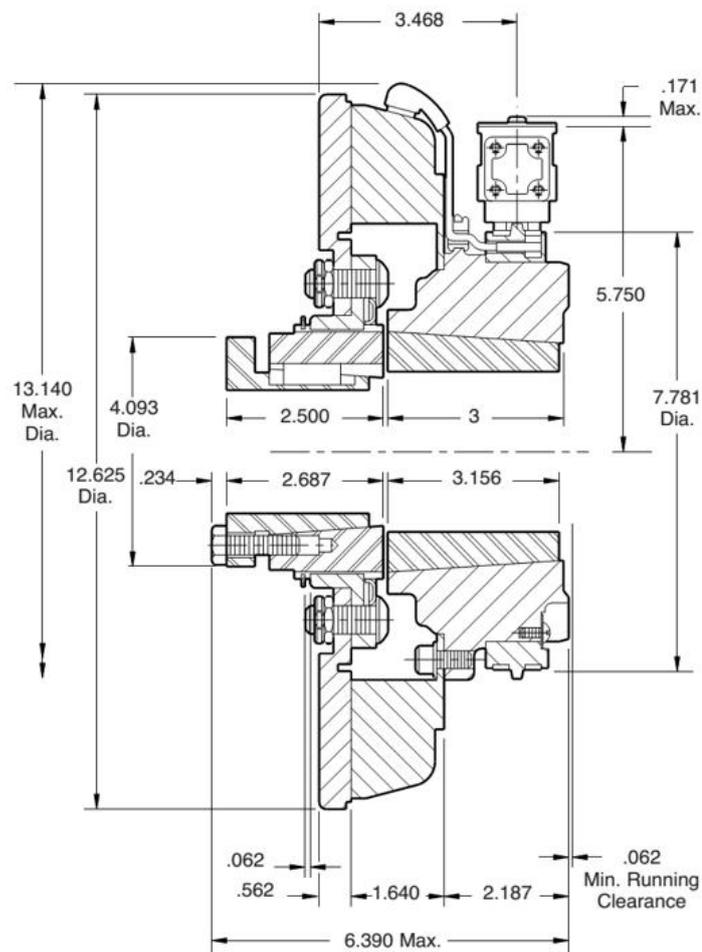


Figura 161. Dimensiones del Embrague PCC 1225 (*Warner, Electric, pág. 6*).

Los bujes de entrada y salida se los define con respecto a la siguiente tabla (Figura 163), y en base a los diámetros de los ejes ya definidos. El diámetro del eje de los rodillos móviles es de 63.65 [mm] (2.5") y el diámetro del eje de salida del reductor de velocidad es de 45f7 [mm]. El embrague es una carcasa genérica, que permite utilizar una gran cantidad de diámetros tanto para su eje de entrada como de salida. Por esta razón, utiliza bujes de diferentes tipos para la entrada y salida dependiendo del diámetro de los ejes.

Los modelos seleccionados para los bujes de entrada y salida se describen a continuación.

- Buje Salida: Diámetro de 2.5” Bushing Browning Q1 tipo 2 (Figura 162).
- Numero de parte de Altra Industrial Motilón 180-0054 (Figura 163).
- Chaveta estándar ANSI 5/8 x 5/16

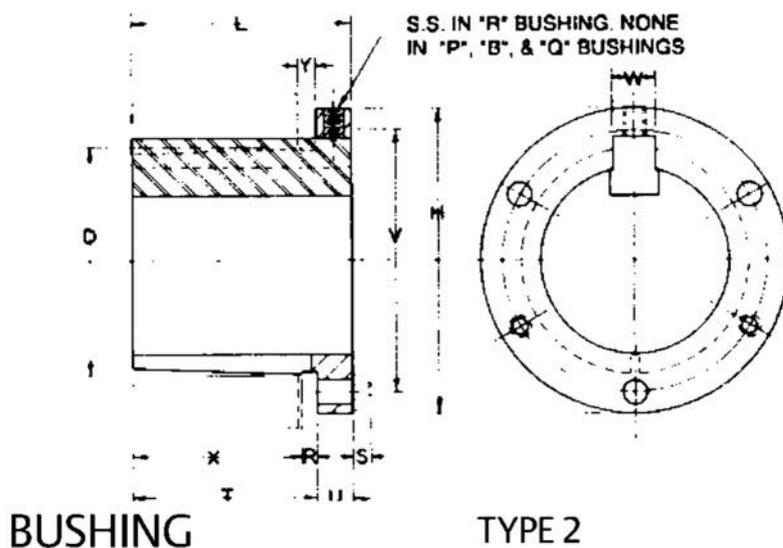


Table No. 1 **Bushing Specifications**

Part No.	I	IJ	T	D		H	V	W	X	Y	R	S	Bore Range		Cap Screws		Av. Wt. Lbs.	Wrenc Torque In.-Lbs.
				Large End	Small End								Type 1	Type 2	No.	SIZE		
G	1"	1/4"	3/4"	1.172"	1.133"	2"	1 9/16"	—	5/8"	3/16"	1/8"	3/16"	3/8" - 15/16"	1"	2	1/4" X 5/8"	.5	95
H	1 1/4	1/4	1	1.625	1.570	2 1/2	2	—	7/8	3/16	1/8	3/16	3/8 - 1 3/8	1 7/16 - 1 1/2	2	1/4 X 3/4	.8	95
P1	1 15/16	13/32	1 17/32	1.9375	1.8555	3	2 7/16	3/8"	1 5/16	7/32	7/32	1/4	1/2 - 7/16	1 1/2 - 1 3/4	3	5/16 X 1	1.3	192
P2	2 15/16	13/32	2 17/32	1.9375	1.7930	3	2 7/16	3/8	2 5/16	7/32	7/32	1/4	3/4 - 1 7/16	1 1/2 - 1 3/4	3	5/16 X 1	1.5	192
P3	4 7/16	13/32	4 1/32	1.9375	1.6993	3	2 7/16	3/8	3 13/16	7/32	7/32	1/4	1 1/8 - 1 3/8	1 5/8	3	5/16 X 1	2	192
B	1 15/16	1/2	1 7/16	2.625	2.5567	3 11/16	3 1/8	1/2	1 3/16	7/32	1/4	1/4	1/2 - 1 15/16	2 - 2 7/16	3	5/16 X 1 1/4	1.8	192
Q1	2 1/2	17/32	1 31/32	2.875	2.7657	4 1/8	3 3/8	1/2	1 3/4	7/32	7/32	9/32	3/4 - 2 1/16	2 1/8 - 2 11/16	3	3/8 X 1 1/4	3.5	348
Q2	3 1/2	17/32	2 31/32	2.875	2.7032	4 1/8	3 3/8	1/2	2 3/4	7/32	7/32	9/32	1 - 2 1/16	2 1/8 - 2 5/8	3	3/8 X 1 1/4	4.5	348
Q3	5	17/32	4 15/32	2.875	2.6094	4 1/8	3 3/8	1/2	4 1/4	7/32	7/32	9/32	1 3/8 - 2 1/16	2 1/8 - 2 1/2	3	3/8 X 1 1/4	5.5	348

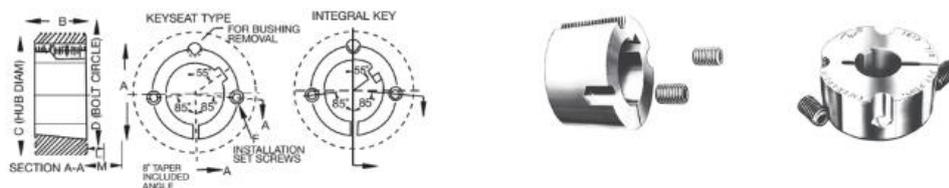
Figura 162. Dimensiones Bushing Browning. (Browning, pág. A1).

2	1/2 x 1/4	180-0046	Q1 Type-2	13/8	5/16 x 5/32	180-0269	3030
2 1/16	1/2 x 1/4	180-0047		17/16	3/8 x 3/16	180-0270	
2 1/8	1/2 x 1/4	180-0048		1 1/2	3/8 x 3/16	180-0271	
2 3/16	1/2 x 1/4	180-0049		1 9/16	3/8 x 3/16	180-0272	
2 1/4	1/2 x 1/4	180-0050		1 5/8	3/8 x 3/16	180-0273	
2 5/16	5/8 x 5/16	180-0051		1 11/16	3/8 x 3/16	180-0274	
2 3/8	5/8 x 5/16	180-0052		1 3/4	3/8 x 3/16	180-0275	
2 7/16	5/8 x 5/16	180-0053		1 13/16	1/2 x 1/4	180-0276	
2 1/2	5/8 x 5/16	180-0054		1 7/8	1/2 x 1/4	180-0277	
2 9/16	5/8 x 5/16	180-0055		1 15/16	1/2 x 1/4	180-0278	
2 5/8	5/8 x 5/16	180-0056		2	1/2 x 1/4	180-0279	
2 11/16	5/8 x 5/16	180-0057		2 1/16	1/2 x 1/4	180-0280	
				2 1/8	1/2 x 1/4	180-0281	

(Browning® is registered to Emerson Electric Co.)

Figura 163. Tabla de selección de Bushings. Browning (izq.), Dodge (der.) (Warner, Electric, págs. 252-253).

- Buje Entrada: Diámetro de 1 3/4" Bushing Dogde (Baldor) tipo 3030 (Figura 164).
- Numero de parte de Altra Industrial Motilón 180-0275 (Figura 163)
- Chaveta estándar ANSI 3/8 x 3/16



Dimensions For 1008 Thru 3030 TAPER-LOCK Bushings

Bush No.	Ratings (LB-IN)		A	B	C Hub Dia			F †		L ●		M ★	
	Torque Capacity	Wrench Torque Install Screws			CL 30	Steel	D	Qty	Size	Std Hex Key	Short Key ▲	Std. Hex Key	Short Key ▲
1008	1200	55	1.39	0.87	2.19	1.94	1.33	2	1/4 X 1/2	1.13	0.63	1.25	0.75
1108	1300	55	1.51	0.87	2.31	2.06	1.45	2	1/4 X 1/2	1.13	0.63	1.25	0.75
1210	3600	175	1.87	1.00	3.25	2.88	1.75	2	3/8 X 5/8	1.38	0.81	1.63	1.10
1215	3550	175	1.87	1.50	2.88	2.63	1.75	2	3/8 X 5/8	1.38	0.81	1.63	1.10
1310	3850	175	2.00	1.00	3.38	3.00	1.88	2	3/8 X 5/8	1.38	0.81	1.63	1.10
1610	4300	175	2.25	1.00	3.63	3.25	2.13	2	3/8 X 5/8	1.38	0.81	1.63	1.10
1615	4300	175	2.25	1.50	3.25	3.00	2.13	2	3/8 X 5/8	1.38	0.81	1.63	1.10
2012	7150	280	2.75	1.25	4.38	3.88	2.63	2	7/16 X 7/8	1.56	0.94	2.00	1.38
2517	11600	430	3.38	1.75	4.88	4.38	3.25	2	1/2 X 1	1.63	1.00	2.25	1.63
2525	11300	430	3.38	2.50	4.50	4.25	3.25	2	1/2 X 1	1.63	1.00	2.25	1.63
3020	24000	800	4.25	2.00	6.25	5.63	4.00	2	5/8 X 1-1/4	1.81	1.19	2.69	2.10
3030	24000	800	4.25	3.00	5.75	5.38	4.00	2	5/8 X 1-1/4	1.81	1.19	2.69	2.10

Figura 164. Dimensiones Bushings. (Dodge, págs. PT6-3).

Cálculo de factor de seguridad de eje Reductor – Embrague

Para el cálculo del factor de seguridad del eje entre el reductor y el embrague se toma en consideración la geometría sugerida por el fabricante para el lado del reductor de velocidad como se puede ver en la Figura 165 y las dimensiones del buje de entrada del embrague como lo indica la Figura 165. Con el fin de obtener un resultado fiable, se ha utilizado el criterio de falla de Goodman utilizando el esfuerzo equivalente de Von Mises como se puede comprobar en los cálculos:

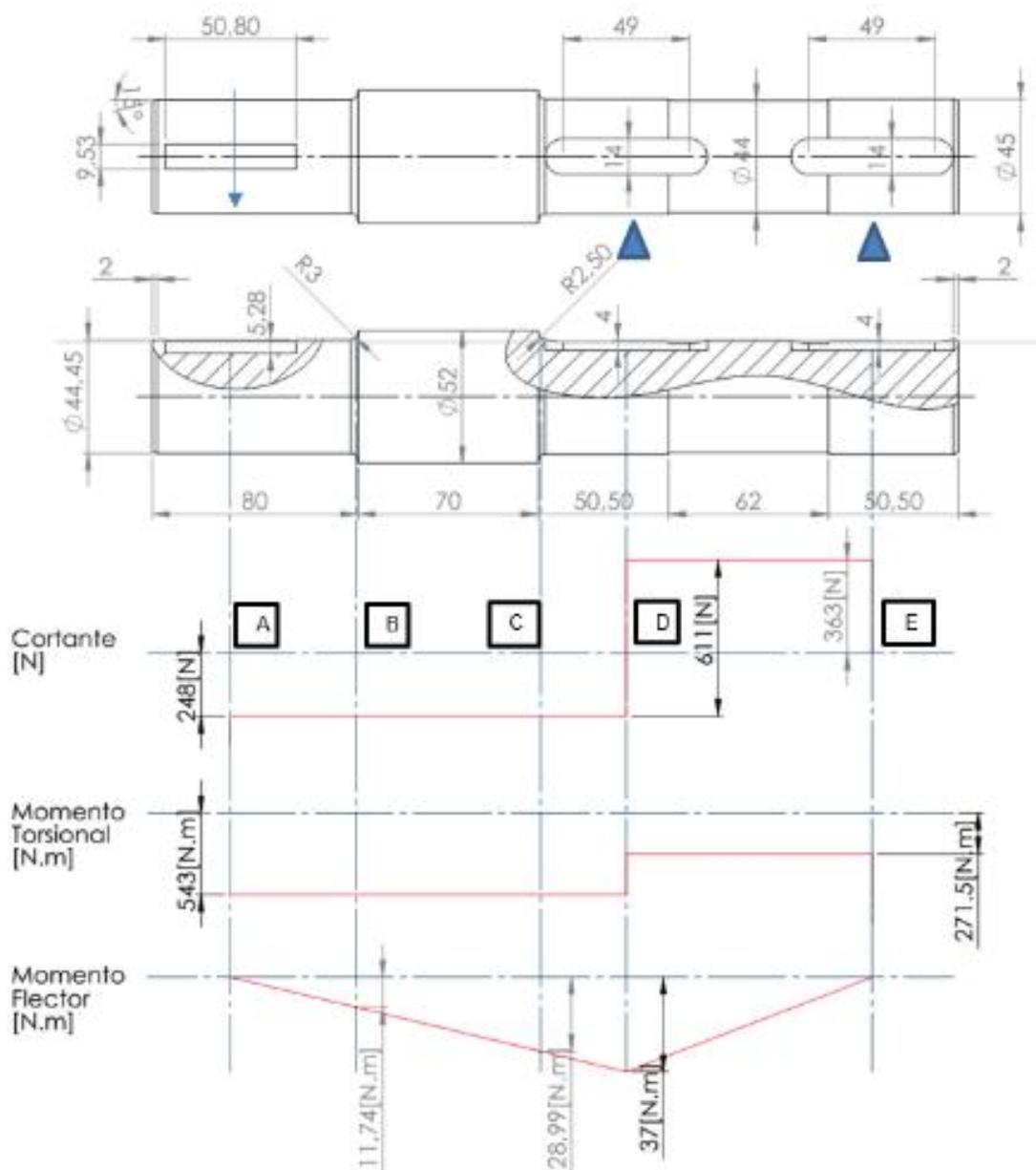


Figura 165. Diagrama de Cortante, Momento Torsional y Momento Flector.

En el diagrama se logra determinar que el punto más crítico es el punto C de la Figura 165. Esto debido a que existe un concentrador de esfuerzos debido al hombro que posee, y adicional la cercanía con el chavetero 63x14x4[mm]. Existen también un momento flector de 29[Nm] muy cercano al máximo momento flector de 37[Nm] localizado en el punto de apoyo D.

Para el cálculo de las reacciones se tomó en consideración el peso del embrague colocado en el punto A y con un valor de 248[N] (25.3 [Kg] / 55.6 [lb]) de acuerdo a los valores del catálogo. Con este valor se obtienen reacciones en D y E con valores de 611 [N] y 363 [N] respectivamente.

De igual manera, el eje va a estar sometido a un torque que fluctúa entre 0 [Nm] en reposo, y 543 [Nm] en el caso más crítico, cuando los tubos impactan el mecanismo nivelador y se requiere vencer la fricción estática.

Se procede a realizar el análisis del punto C con las condiciones presentadas a continuación.

$$d = 45[m]$$

$$D = 52[m]$$

$$r = 2.5[m]$$

$$M_m = 29[N]$$

$$M_m = 29[N]$$

$$T_m = 542.9[N]$$

$$T_m = 0[N]$$

Se calcula el momento y el torque medio y alternante.

$$M_a = \frac{(M_m - M_m)}{2} = 0[N]$$

$$M_m = \frac{(M_m + M_m)}{2} = 29[N]$$

$$T_a = \frac{(T_m - T_m)}{2} = 271.45[N]$$

$$T_m = \frac{(T_m + T_m)}{2} = 271.45[N]$$

Seleccionamos preliminarmente un material utilizado para ejes sometidos a altos esfuerzos torsionales como lo es el Acero AISI 4340. De acuerdo al catálogo de DIPAC, este acero tiene una dureza Brinell de 240-380 BHN equivalente a una resistencia última a tracción de 808 [MPa] a 1288 [MPa]. Para mantener un enfoque conservador se selecciona el menor de los valores para los cálculos.

Con esta información se obtiene un valor de límite de resistencia a la fluencia de 630 [MPa].

$$S_u = 808[M \quad]$$

$$S_y = 630[M \quad]$$

$$S_{e'} = 0.5 * S_u = 404[M \quad]$$

Es necesario obtener un valor de resistencia a la fatiga a vida infinita mediante el uso de las constantes K_a , K_b , K_c , K_d , K_e , K_f y K_a , donde de la Ecuación 6-19 y la tabla 6-12 de Shigley se obtienen la mayoría excepto K_b que se obtiene de la Ecuación 6-20 de Shigley. Las demás constantes se las selecciona con las siguientes consideraciones: el elemento está sometido a carga torsional y flexión ($K = 1$), trabajará a temperaturas normales cercanas a los 20 grados ($K = 1$), y se utilizará un factor de confiabilidad de 90% ($K = 0.897$).

$$K_a = 4.51 * (750)^{-0.2} = 0.78$$

$$K_b = 1.24 * (45)^{-0.1} = 0.682$$

$$S_e = S_{e'} * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e = 192.897[M \quad]$$

Se obtiene de esa manera, el esfuerzo a fluencia en fatiga considerando vida infinita.

Se necesita tanto el factor de concentración de esfuerzos y el factor de sensibilidad a la muesca para obtener el esfuerzo ajustado a todas las condiciones de trabajo. Se utiliza la información proveniente de la Figura 166, Figura 167, Figura 168 y Figura 169.

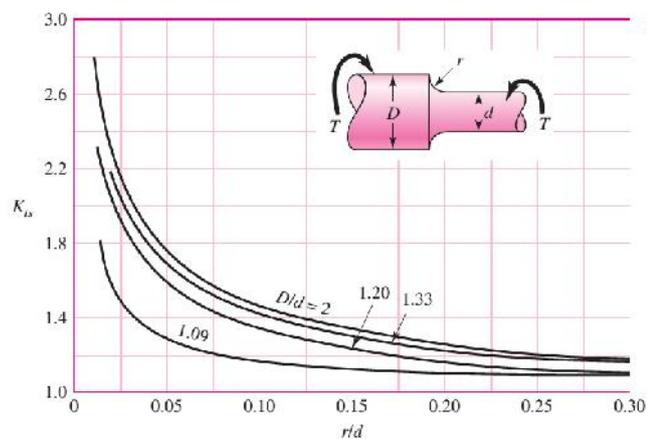


Figura 166. Factor de concentración de esfuerzos para un hombro sometido a torsión.

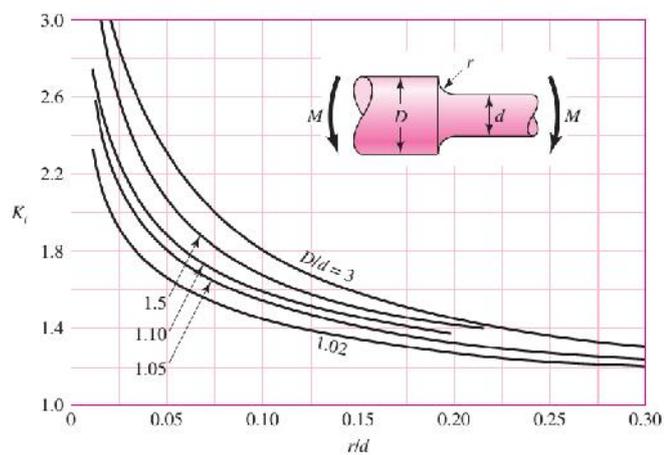


Figura 167. Factor de concentración de esfuerzos para un hombro sometido a flexión.

$$\frac{D}{d} = 1.156; \quad \frac{r}{d} = 0.056$$

$$K_t = 1.5$$

$$K_t = 1.9$$

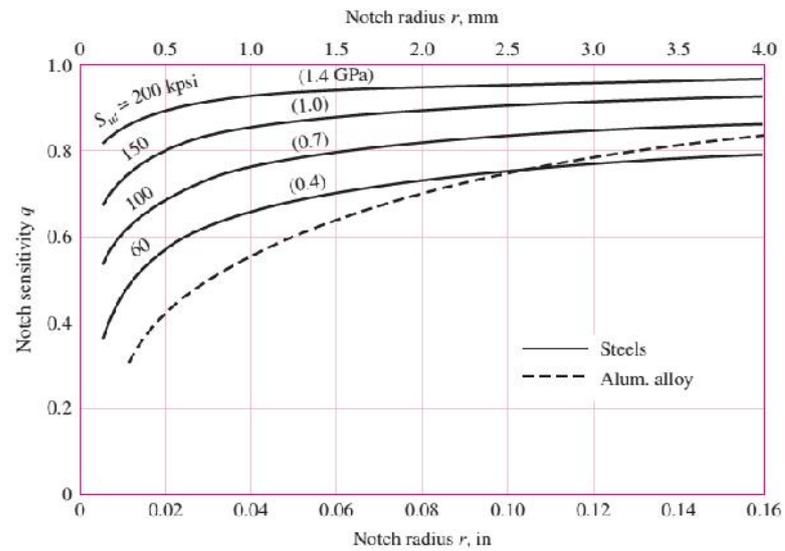


Figura 168. Factor de sensibilidad a la muesca para Flexión.

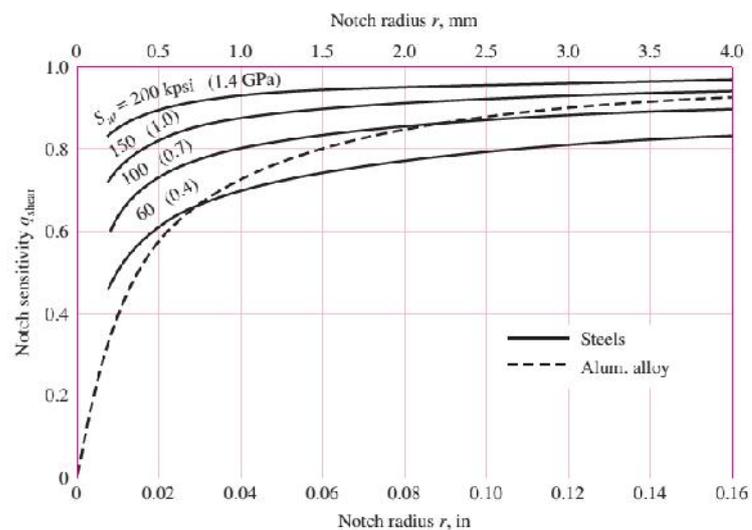


Figura 169. Factor de sensibilidad a la muesca para Torsión.

$$q_f = 0.82$$

$$K_f = 1 + q_f * (K_t - 1) = 1.738$$

$$q_{f_t} = 0.9$$

$$K_{f_t} = 1 + q_{f_t} * (K_{t_t} - 1) = 1.45$$

Se obtiene con los factores de concentración de esfuerzos y los factores de sensibilidad a la muesca los esfuerzos respectivos, tanto alternantes como medios. Se procede a utilizar la teoría de Goodman para obtener el factor de seguridad del eje propuesto.

$$\sigma_a = K_f * 32 * \frac{M_a}{\pi * d^3} = 0[\text{MPa}]$$

$$\sigma_m = K_f * 32 * \frac{M_m}{\pi * d^3} = 5.637[\text{MPa}]$$

$$\tau_a = K_{ft} * 16 * \frac{T_a}{\pi * d^3} = 21.998[\text{MPa}]$$

$$\tau_m = K_{ft} * 16 * \frac{T_m}{\pi * d^3} = 21.998[\text{MPa}]$$

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{0.5} = 38.102[\text{MPa}]$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{0.5} = 38.517[\text{MPa}]$$

$$n' = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_u} = 0.245$$

$$n = \frac{1}{n'} = 4.078$$

Se obtiene un valor de 4.078 para la zona más crítica del eje, con lo que se concluye que el diseño es adecuado dado que cumple con el requerimiento de la empresa.

Entre los retos más importantes de este mecanismo está el hecho de que es necesario sincronizar los motores que llevan los tubos al mecanismo nivelador con el propósito de que los tubos se muevan de manera uniforme por la mesa. Si los rodillos no se mueven de manera uniforme se producirá un efecto en el que un rodillo estará rozando dinámicamente contra el tubo debido a que va más rápido que el movimiento general del tubo. Este deslizamiento puede causar desgaste adicional innecesario en la superficie en contacto, especialmente en el rodillo.

Para eliminar este problema, es necesario utilizar un variador de frecuencia y un reductor de velocidad. La finalidad del reductor de velocidad es obtener una velocidad cercana a la final mediante medios mecánicos, para posteriormente realizar una sincronización de los pequeños cambios de velocidad mediante el variador. De igual manera, la existencia de un variador nos permitirá desplazar tubos más pequeños con mayor velocidad, tomando en cuenta que no se excedan parámetros del reductor o del variador.

Otra situación a considerar es el hecho de que tanto el eje de los rodillos debe ser completamente concéntrico al eje de salida del reductor, por lo que el parante donde se apoya el motor debe tener las medidas adecuadas para evitar problemas en el ensamblaje, Figura 170. El error en concentricidad, o desalineación paralela, entre el eje conectado a la armadura y el eje conectado al imán de acuerdo al catálogo del embrague, debe ser menor a 0.006" T.I.R. (Lectura total de Indicador por sus siglas en inglés.). Además debe tener una desalineación angular de no más de 0.5° entre eje y eje.

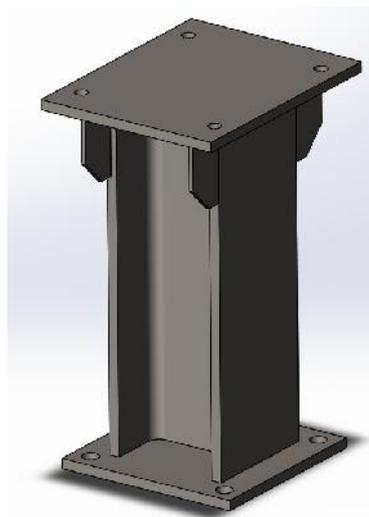


Figura 170. Parante diseñado para el motor.

Para los planos del eje y la base del motor revisar MCT-15-24 y MCT-15-25.

4.6 Niveladores

El mecanismo nivelador es necesario, como se explicó en apartados anteriores, para que los tubos entren uniformes y puedan ser cortados en la sierra CNC, evitando de esta manera el desperdicio de material. Si existiera desnivelación de los tubos en la entrada, la sierra tendría que realizar un corte extra en cada tanda de tubos en el intento de nivelar el inicio, para desde ese punto dar paso al corte con las medidas y tolerancias necesarias.

Siendo la nivelación uno de los requerimientos de la empresa y una de las prestaciones más importantes de la máquina, es fundamental hallar la forma óptima de cumplir con lo establecido. Para esto después de haber analizado los actuadores necesarios para el movimiento de los tubos hacia el interior de la sierra, se tiene que crear un mecanismo que actúe como placa o bloque que permitan esta nivelación en medio de la ejecución del movimiento.

Por tanto, a la vez que se enciendan los motores el tope debe estar preparado para sostener los tubos hasta nivelarlos. Esta nivelación es imposible de determinar por algún mecanismo o sensor que no sea el criterio del operador. Las variables de que los tubos se nivelen en una placa son muy numerosas; diámetros, número de tubos, rango de ubicación en la mesa de alimentación, diferencias en el movimiento, desgaste de materiales, etc., y solo se puede solventar mediante un monitor ubicado en el interior de la sierra CNC (donde el operador se encuentre) en el que se puede verificar si el número de tubos que se solicitó están nivelados o no.

Esta como se puede ver es una de las limitaciones de la automatización de la máquina, ya que las variantes son numerosas e incontrolables sin el debido criterio de un operador. A continuación se analiza una estructura que detendrá los tubos hasta que todos lleguen a estar nivelados. Para realizar este procedimiento la estructura tiene que aguantar impactos, fuerzas o presiones ejercidas por los tubos en su movimiento.

Además debe poder ser abatible, sobresaliendo para cumplir con el proceso de nivelación y luego ocultándose para poder permitir el paso de los tubos hacia su destino final (mesa de corte de la sierra CNC).

Al hablar de impacto y de la posibilidad de ser abatible encontramos como solución al mismo tope mecánico ya implementado. Si bien no tendrá las mismas condiciones de impacto y las circunstancias cambiarán significativamente en cuanto a análisis de elementos finitos y de contacto, se puede realizar un análisis muy parecido al ya explicado. A continuación, en este apartado se comprueba los cálculos y nuevas consideraciones establecidas para el nuevo mecanismo de la máquina.

El mecanismo nivelador (Figura 171) contará con dos topes de los ya indicados y resistirán el impacto de los tubos en su recorrido perpendicular al ejercido cuando los tubos resbalaron por la mesa, es decir los tubos se desplazarán de forma frontal hacia la sierra. (Figura 172).

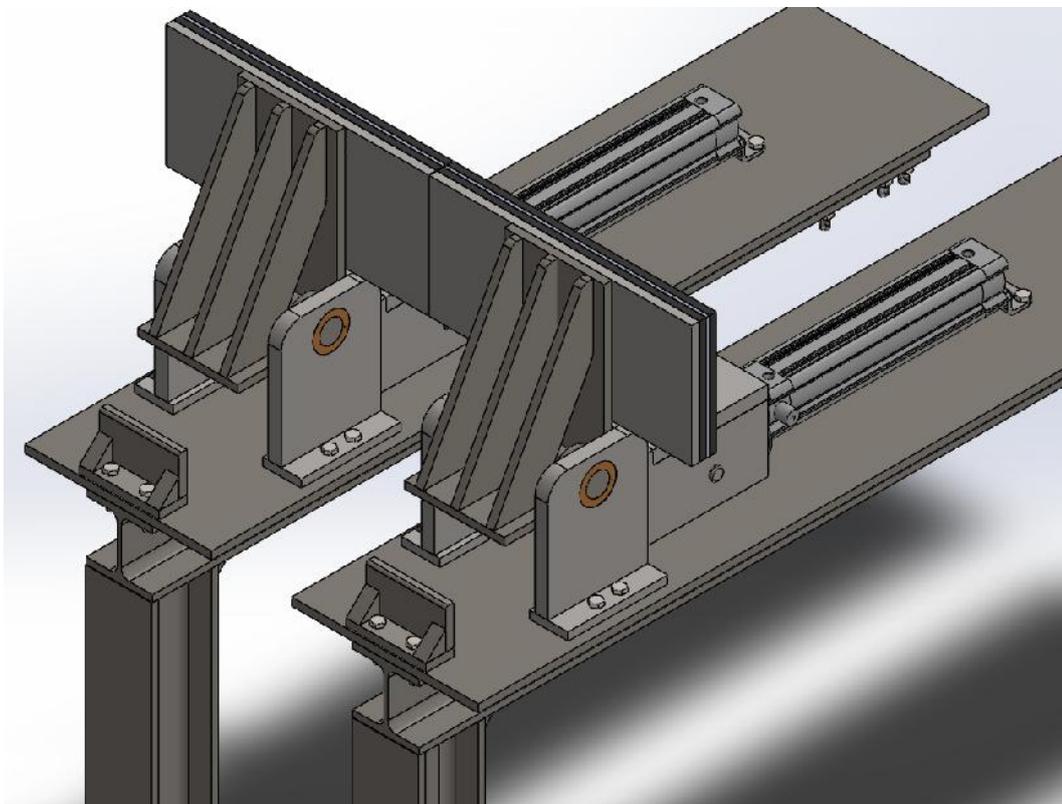


Figura 171. Mecanismo nivelador. Dos topes mecánicos.

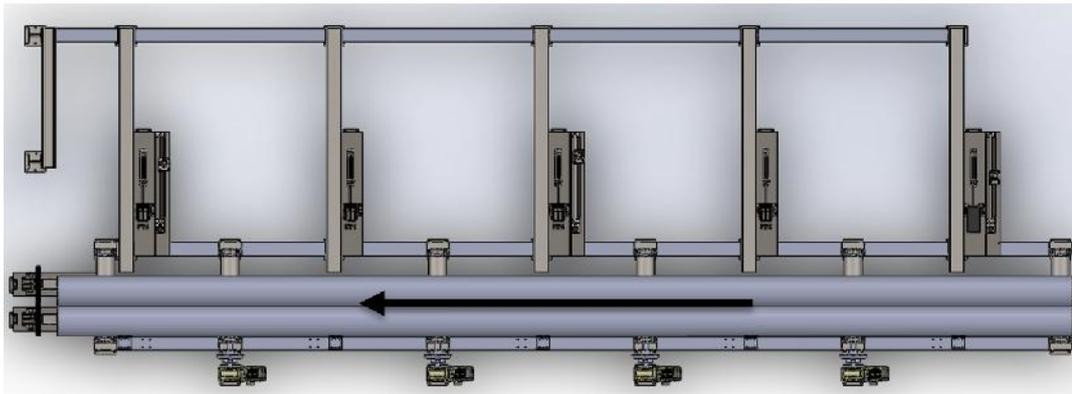


Figura 172. Dirección del traslado de los tubos.

La simulación para obtener el valor de la fuerza de impacto se la realiza igual que en apartados anteriores, considerando que la energía de impacto será la misma si la masa de los tubos no cambia y la velocidad considerada es la correcta. Sabemos con el análisis del anterior apartado que la máxima velocidad de los tubos será de 300mm/s, valor que representamos en la simulación y obtenemos un valor de fuerza equivalente (Figura 173).

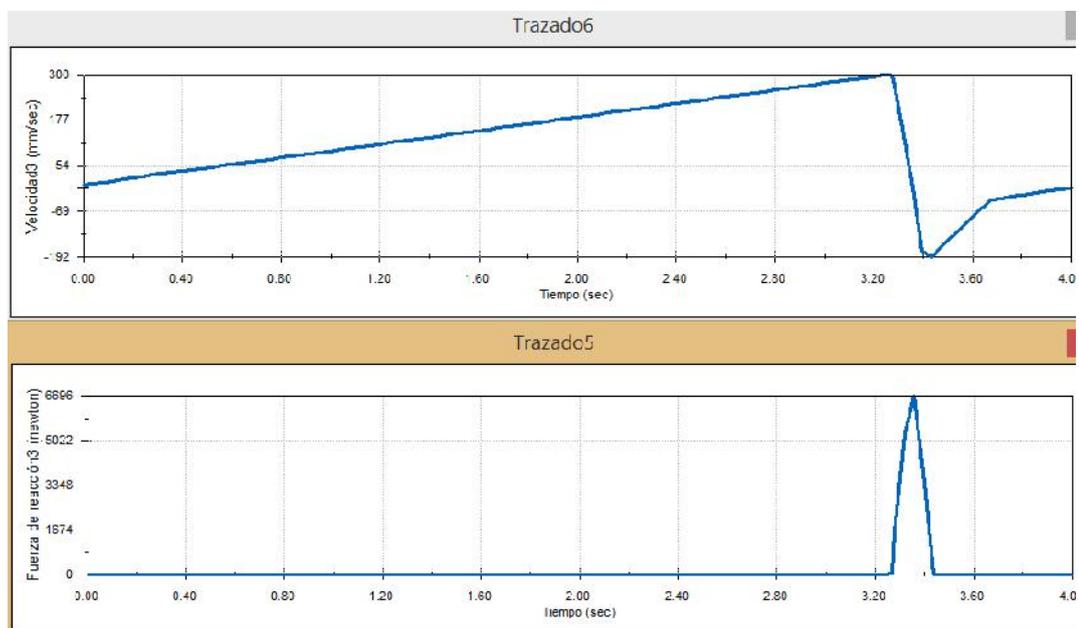


Figura 173. Valor equivalente de la fuerza de impacto a una velocidad 300mm/s

Al tener un valor de 6 696 [N] por tope se tiene un valor de 33 480 [N] al ser 5 toques los simulados. Este valor cubre la fuerza total al impacto de dos tubos y con esa respectiva dimensión se encontrarán todos los análisis respectivos de elementos finitos: Primera simulación: ubicación primera de los tubos dentro de la mesa de entrada (Figura 174), factor de seguridad (Figura 175), desplazamientos (Figura 176) y fatiga (Figura 177).

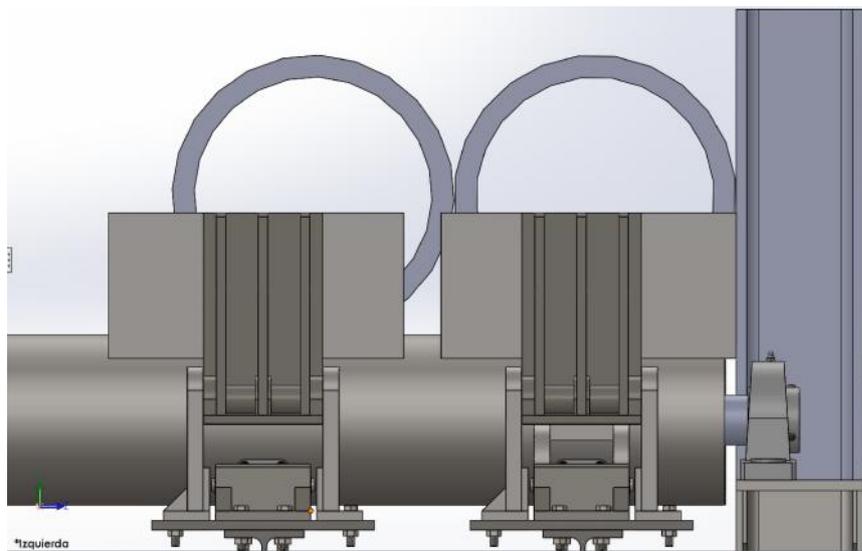


Figura 174. Ubicación de los tubos caso 1.

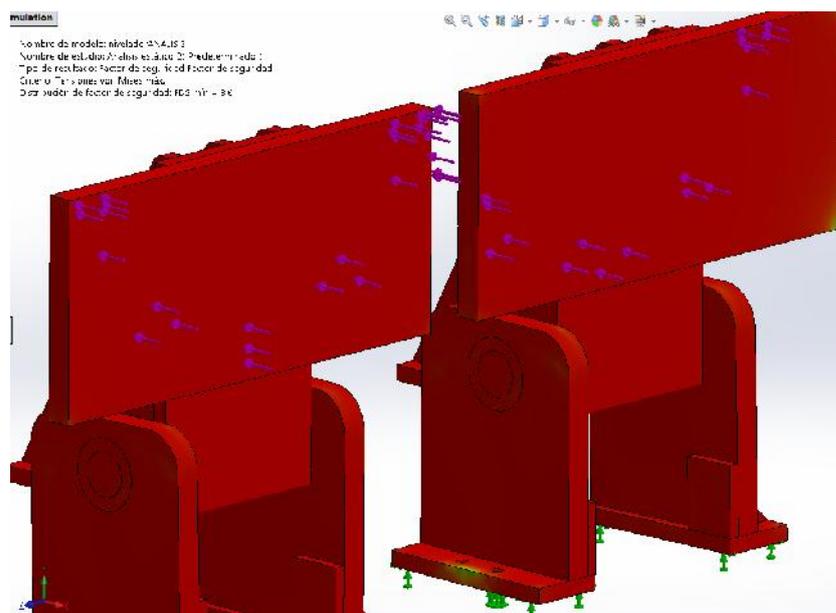


Figura 175. Factor de seguridad caso 1.

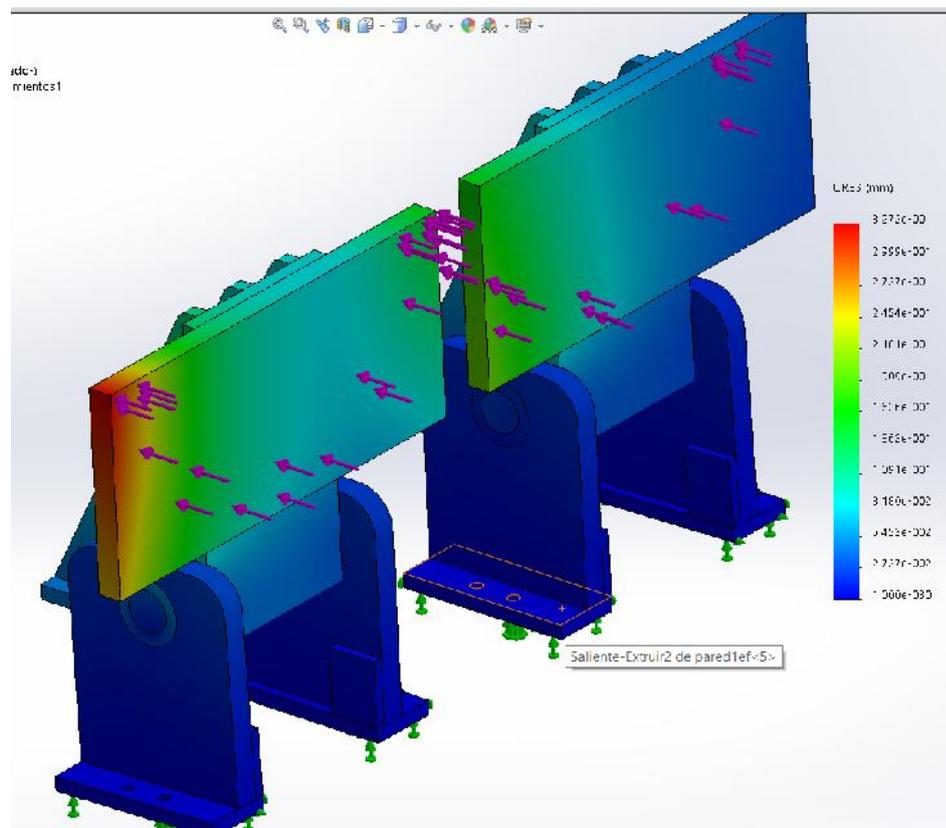


Figura 176. Desplazamiento caso 1.

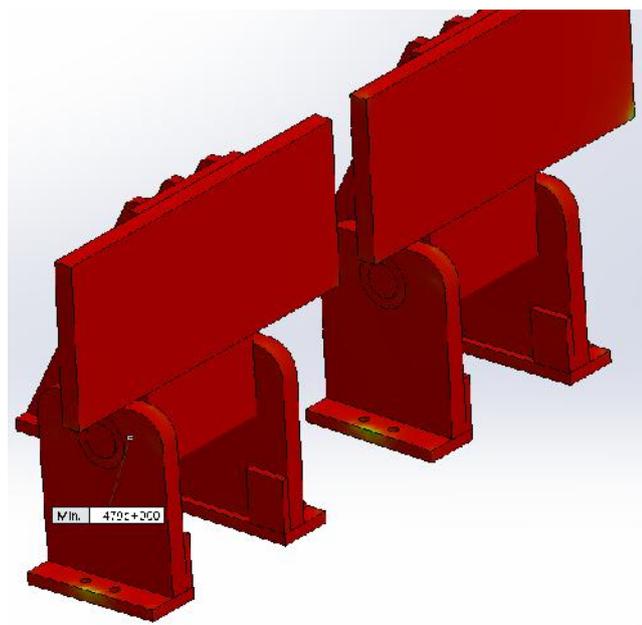


Figura 177. Fatiga caso 1.

Segunda simulación: ubicación segunda de los tubos dentro de la mesa de entrada (Figura 178) factor de seguridad (Figura 179), desplazamientos (Figura 180) y fatiga (Figura 181).

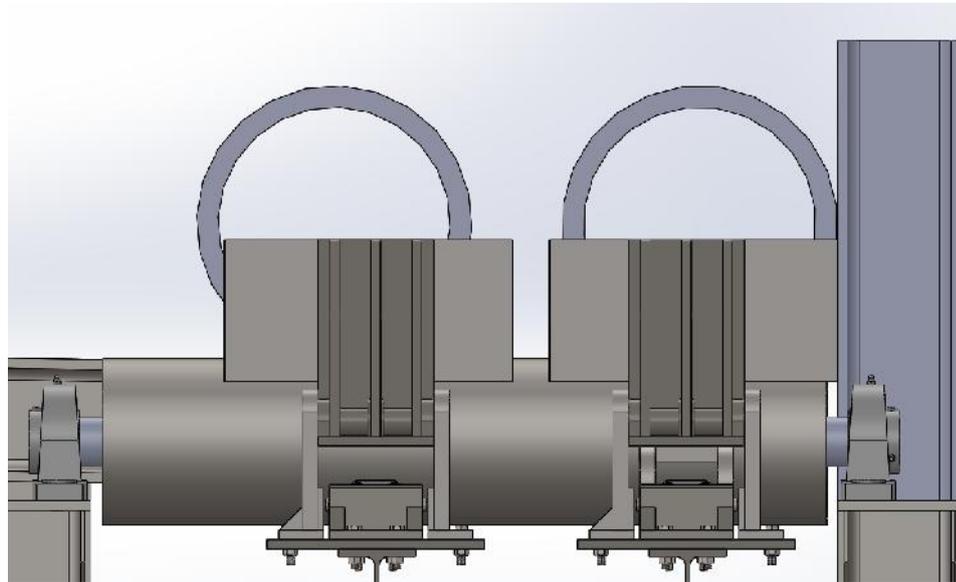


Figura 178. Ubicación de los tubos caso 2.

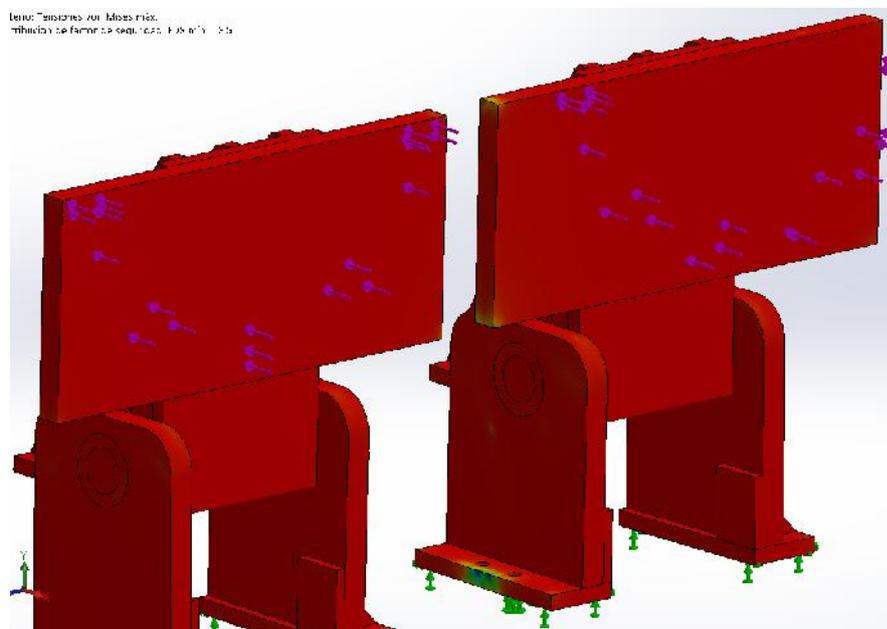


Figura 179. Factor de carga caso 2.

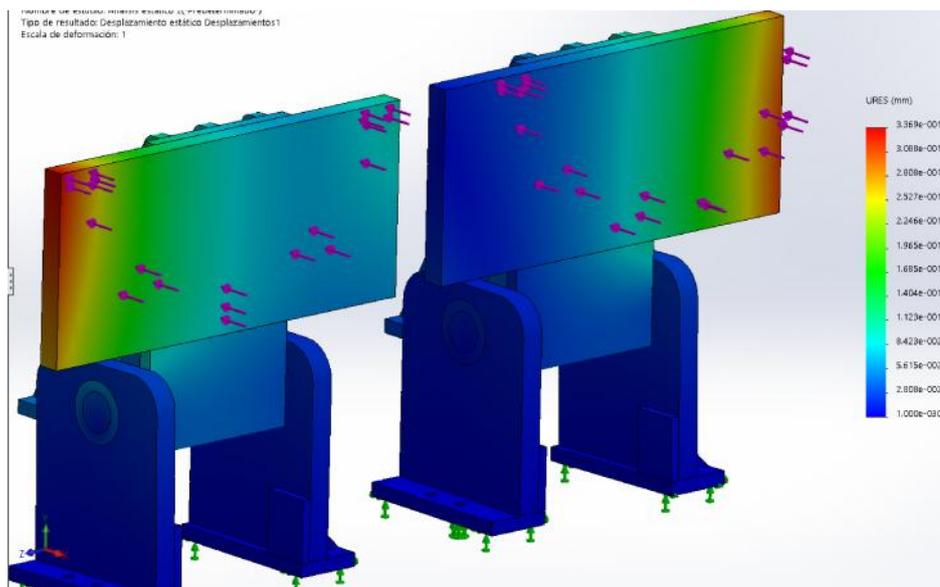


Figura 180.Desplazamientos caso 2.

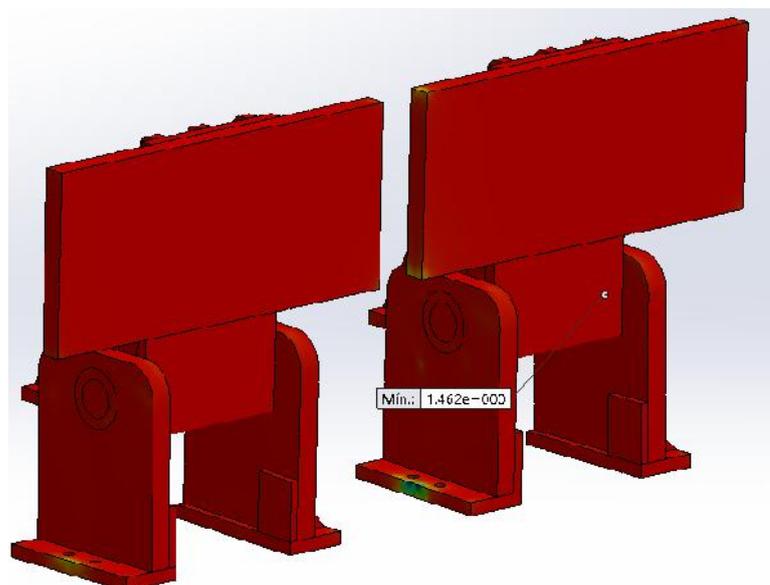


Figura 181. Análisis de fatiga caso 2.

Tercera simulación: ubicación tercera de los tubos dentro de la mesa de entrada (Figura 182) factor de seguridad (Figura 183), desplazamientos (Figura 184) y fatiga (Figura 185).

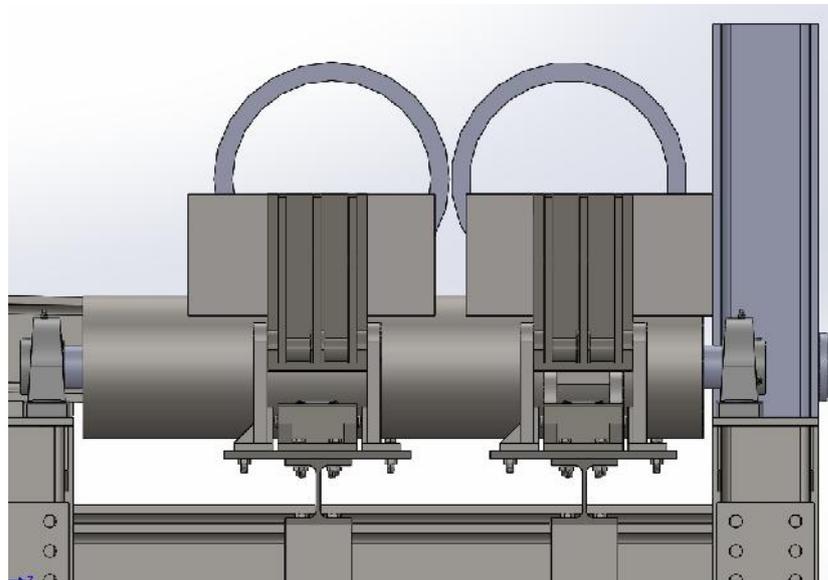


Figura 182. Ubicación de los tubos caso 3.

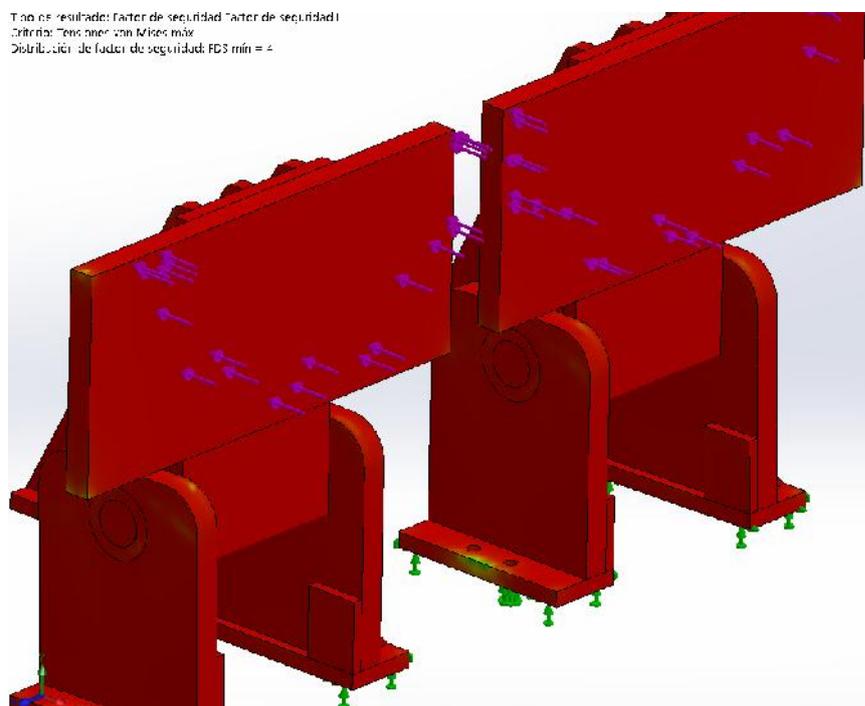


Figura 183. Factor de seguridad caso 3.

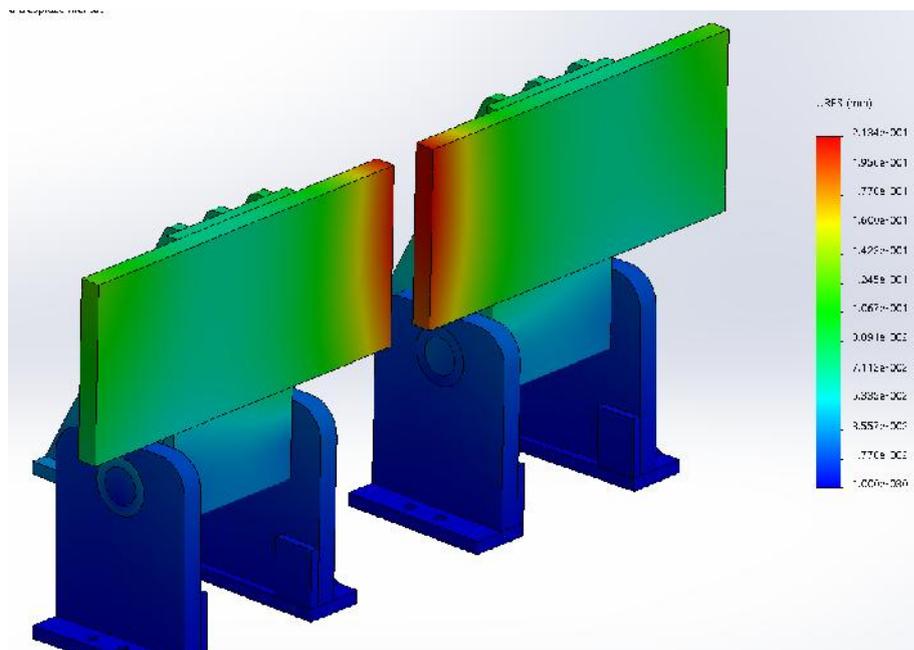


Figura 184. Desplazamientos caso 3.

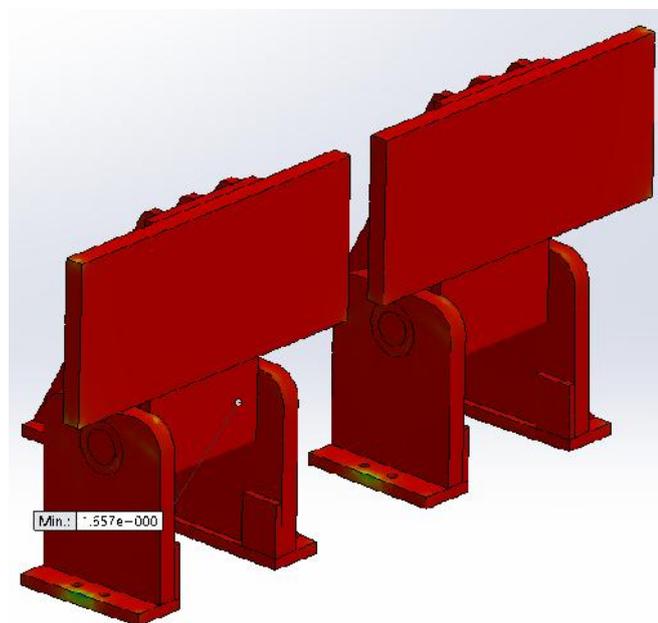


Figura 185. Análisis de fatiga caso 3.

Las diferentes simulaciones se efectuaron con diferentes posiciones de los tubos en la mesa de entrada. Dichas posiciones responden a los casos más críticos que se pueden establecer en la mesa al momento de la entrada de los tubos. Además de que el movimiento que producirá el motor en el arrastre de los mismos hacia su nivelación no será uniforme, por lo que la posición de los mismos puede ser siempre diferente. Es por eso que se debe probar con diferentes posiciones y así evaluar si el mecanismo responde a los requerimientos necesarios.

Como se puede observar en la Tabla 23, ningún caso por más crítico que sea baja de 3.5 en el factor de seguridad, los resultados en la evaluación de fatiga (punto crítico entre el eje y el sujetador) son mayores a uno en lo que respecta al factor de carga y los desplazamientos son casi imperceptibles (menores a 0.5 mm).

Tabla 23

Tabla comparativa de las tres diferentes simulaciones efectuadas para certificar la validez del mecanismo nivelador.

	Ubicación	Factor de seguridad	Desplazamientos	Fatiga
CASO 1	Tubos alineados derecha.	3,6	3,27E-01	1.479
CASO 2	Tubos separados.	3,5	3,36E-01	1,462
CASO 3	Tubos centrados.	4	2,134E-01	1,657

Todo esto nos da una idea clara de que el mecanismo funciona y que a ningún nivel de impacto sufrirá algún tipo de daño. Si evaluamos a breves rasgos lo analizado en apartados anteriores y lo realizado, podemos determinar que si un tope logra resistir una fuerza de 18 301 [N] resistirá un valor correspondiente, siendo dos topes los que constan en el mecanismo nivelador, de 16740 tomando en consideración las placas de impacto acoplada con su respectivo separamiento.

La razón del separamiento se debe a problemas de control de la neumática, donde es casi imposible lograr que los dos cilindros encargados de subir al tope y de bajarlo actúen exactamente igual. Además si se soldaría una placa a los dos topes y existiera algún tipo de problema al no salir los dos impulsores el mecanismo colapsaría y todo fallaría debido al apoyo que significan los impulsores al momento del impacto, ya revisado en apartados anteriores. La separación respectiva por tanto es de 49.5 milímetros., para que cada tope tenga su independencia al nivelar los tubos con su respectiva placa de impacto además hay que aclarar que este valor necesariamente deberá ser de un valor menor al mínimo diámetro de tubo manejado (2 pulgadas).

Los planos del “tope nivelador” constan de un único cambio respecto a los planos del tope mecánico y es la altura del mismo cambiando de un valor de 294.1 a un valor final de 269.1. Por otro lado el impulsador y todo lo que corresponde al mecanismo 1 son de las mismas dimensiones y especificaciones.

Los topes se asentarán en una mesa muy similar a la ya diseñada con algunos cambios y adaptaciones en las medidas por necesidad. Estos cambios se dieron específicamente por el nuevo lugar donde se colocará el mecanismo. Los planos de la mesa se encuentran detallados en MCT-15-19 y MCT-15-20.

Por otro lado, el nivelador contará con varias consideraciones necesarias para su implementación y una de esas es que los tubos en ningún momento se puedan encontrar encima del mismo (interfiriendo con su levantamiento) y para esto se colocó una barrera que dará un límite de ubicación en que puede dejar el montacargas a los tubos. Este límite se lo diseño con los mismos perfiles con los que se construyó la mesa en general, para dar uniformidad y presentación a la máquina. Los planos del “limitador” se encuentran en MCT-15-18 del Anexo1, aquí también se podrán visualizar las ubicaciones de los elementos y las medidas correspondientes, además de su detalle de soldadura y tabla de los materiales.

Por otro lado, se ha realizado dos modificaciones a la mesa de ingreso y en ella simplemente se achico el perfil más cercano a la cierra que une las dos bases que contienen a los rodillos motrices. La modificación fue de un valor de 982 milímetros menos necesarios para introducir en la parte delantera al mecanismo nivelador. (Figura 186).

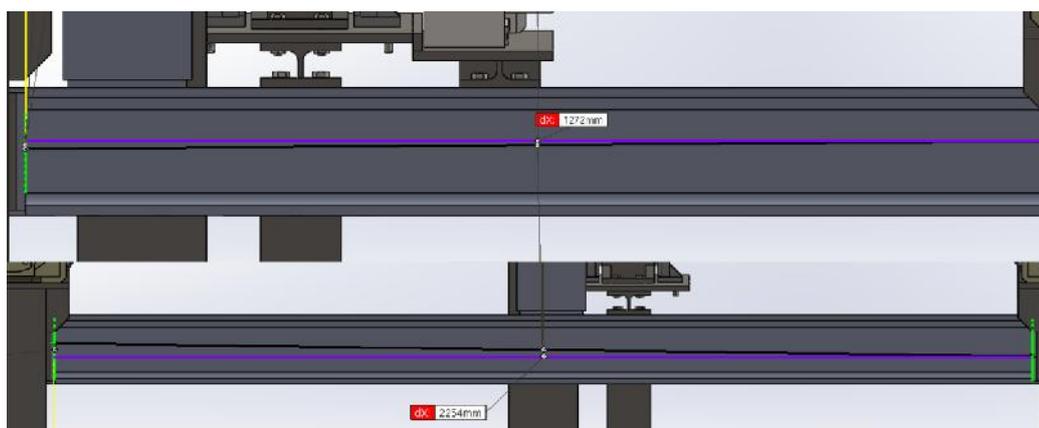


Figura 186. Valor de reducción.

Y en segundo lugar se redujo la altura de la base transversal para que pueda ubicarse el mecanismo nivelador sin de cambios estructurales que afectarían todo el diseño de los elementos. Figura 187.

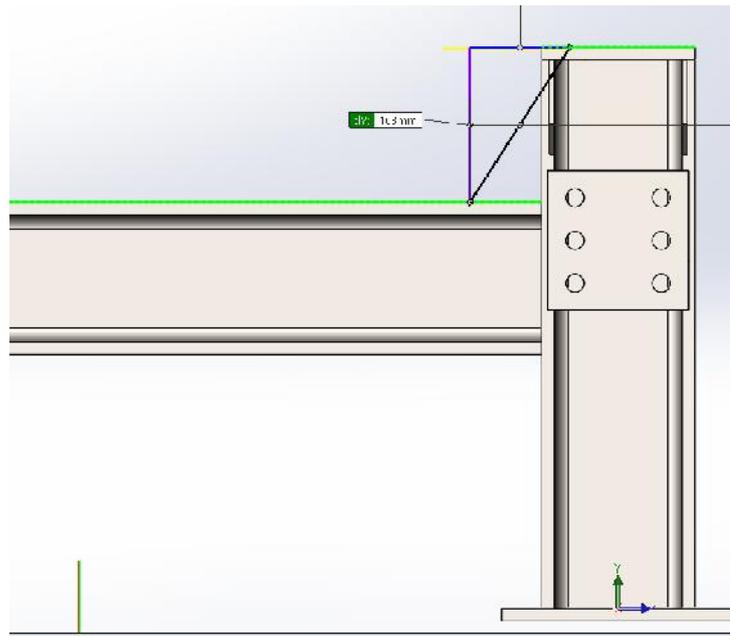


Figura 187. Reducción de la altura de la estructura- mesa de ingreso.

El ensamblaje del mecanismo nivelador se ha realizado en el plano MCT-14-21 del Anexo1, en el cual básicamente se muestran las medidas necesarias y no indicadas para que el mecanismo se ubique exactamente donde se requiere para que la ejecución del mecanismo sea la más satisfactoria para todos los cálculos y evaluaciones realizadas anteriormente. En el plano mencionado también se puede apreciar las dimensiones de la placa de impacto y la altura mencionada de la estructura contenedora del rodillo y otros detalles generales del mecanismo.

4.7 Protecciones

La empresa solicitó que los elementos sean completamente protegidos en contra de oxidación y grasas. La mayoría de elementos se han diseñado para que sean inoxidable y los que no se han podido controlar por fabricación se deben proteger de diferente manera. En este sentido se colocaron protecciones de acero galvanizado espesor 2mm simplemente para impedir que las grasas, agua y otros oxidantes afecten a los componentes que quedaran en el interior de las mismas.

Las protecciones irán específicamente remachadas en donde se las requiera y el primer lugar es en la base del motor a pasos (Figura 188).

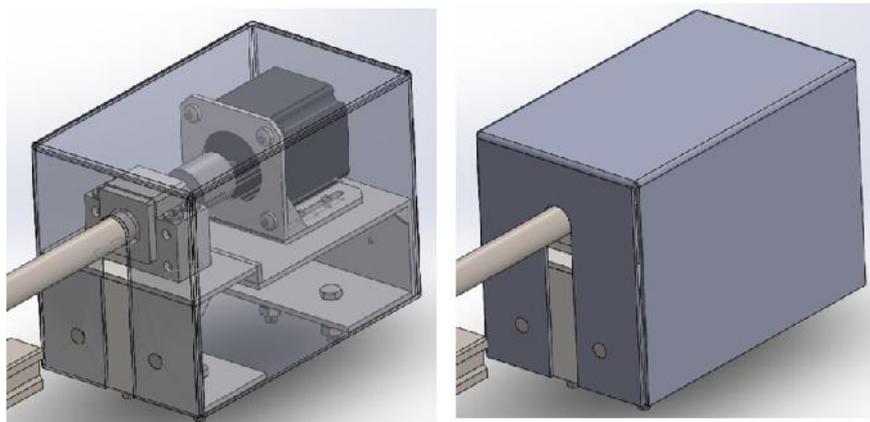


Figura 188. Protección motor a pasos.

Los remaches no se incluyen en el plano de la base del motor a pasos, debido a que la ubicación de los remaches no es exacta y puede ponerse donde se vea más conveniente en la fabricación.

En segundo lugar es la base de la chumacera BF12. (Figura 189).

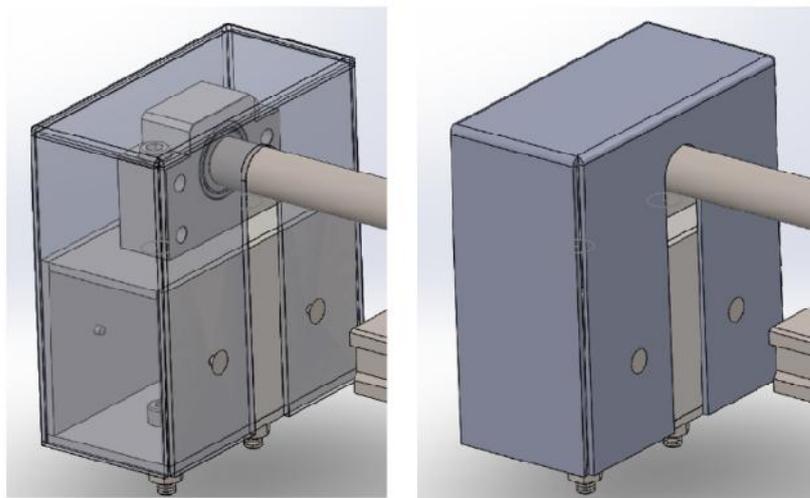


Figura 189. Protección chumacera BF12.

Y el tercer lugar y no menos importante es para proteger cada uno de los cilindros neumáticos. (Figura 190).

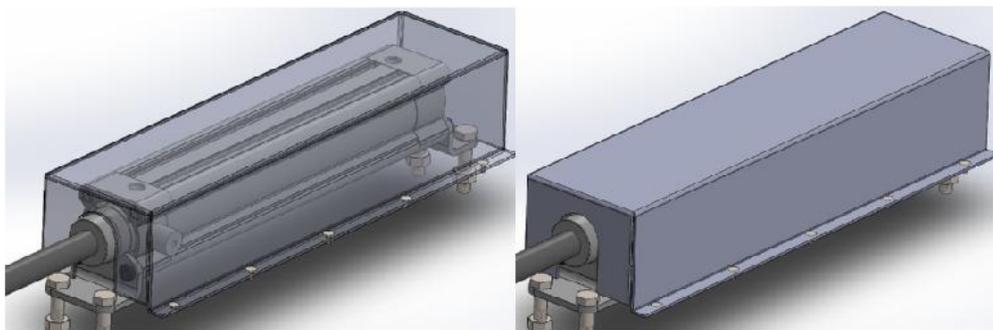


Figura 190. Protección para pistones neumáticos.

Se pueden observar cada una de las protecciones realizadas en chapa metálica en sus respectivos planos: MCT-15-26 al MCT-15-28.

4.8 Resultados

Se obtuvieron hasta aquí imágenes de cada uno de los mecanismos por separado y no se evidenció la máquina en toda su dimensión, por tanto para visualizar de manera más completa la máquina diseñada se procede a continuación a elaborar un seguimiento de cada uno de los mecanismos en su conjunto y además una visualización en diferentes perspectivas de la máquina final (Figura 191 a la Figura 194).

En la Figura 191, se evidencia una Captura de la línea principal de la máquina, portadora de todos los mecanismos diseñados, además de la adición de las válvulas neumáticas y sensores de control, que se analiza en el siguiente capítulo.

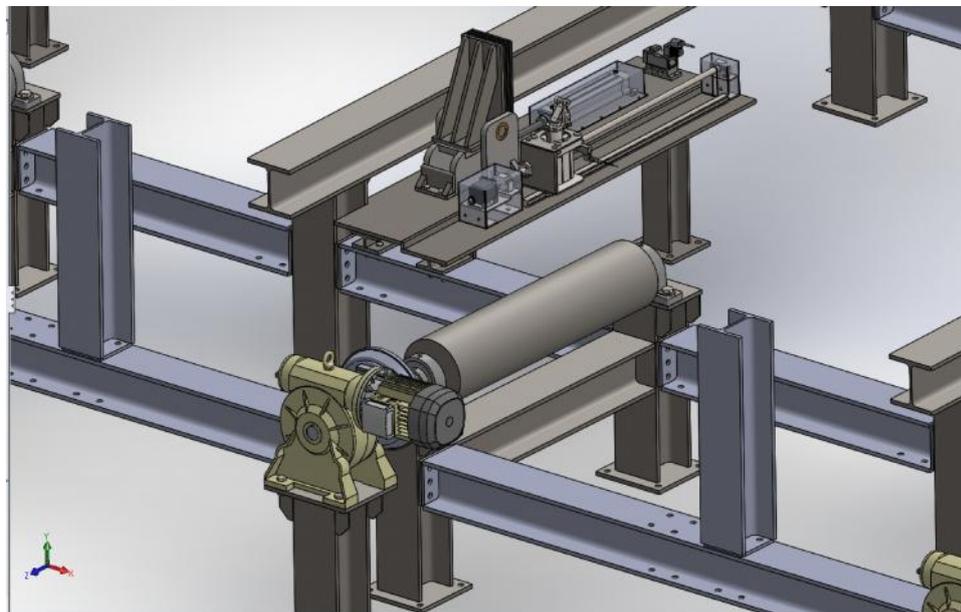


Figura 191. Captura general 1.

En la Figura 192, se evidencia la captura de la línea secundaria de la máquina, portadora de todos los mecanismos diseñados excepto el tope móvil (solo se ubica en las 3 líneas principales), además de la adición de las válvulas neumáticas y sensores de control, que se analiza en el siguiente capítulo.

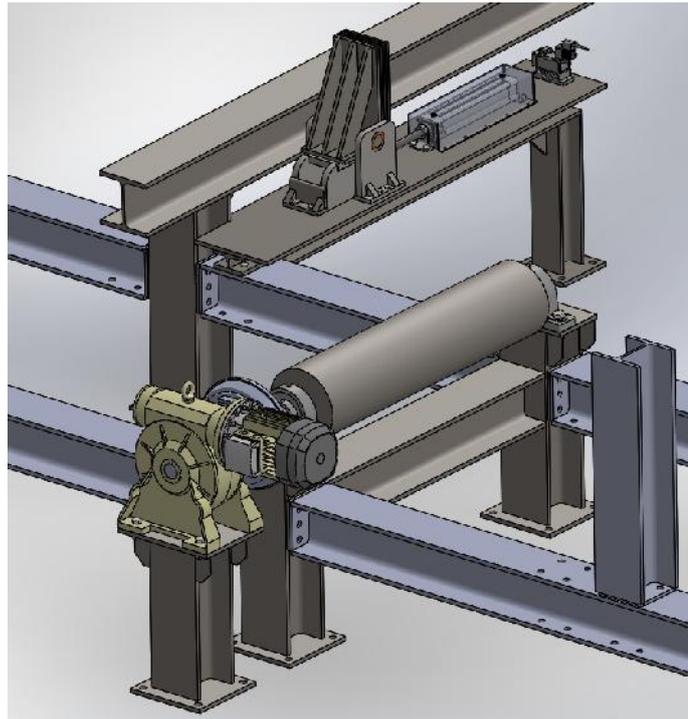


Figura 192. Captura general 2.

En la Figura 193, se muestra la imagen del mecanismo nivelador, pared divisora (en transparencia) y la sierra CNC de corte de los tubos en breves rasgos.

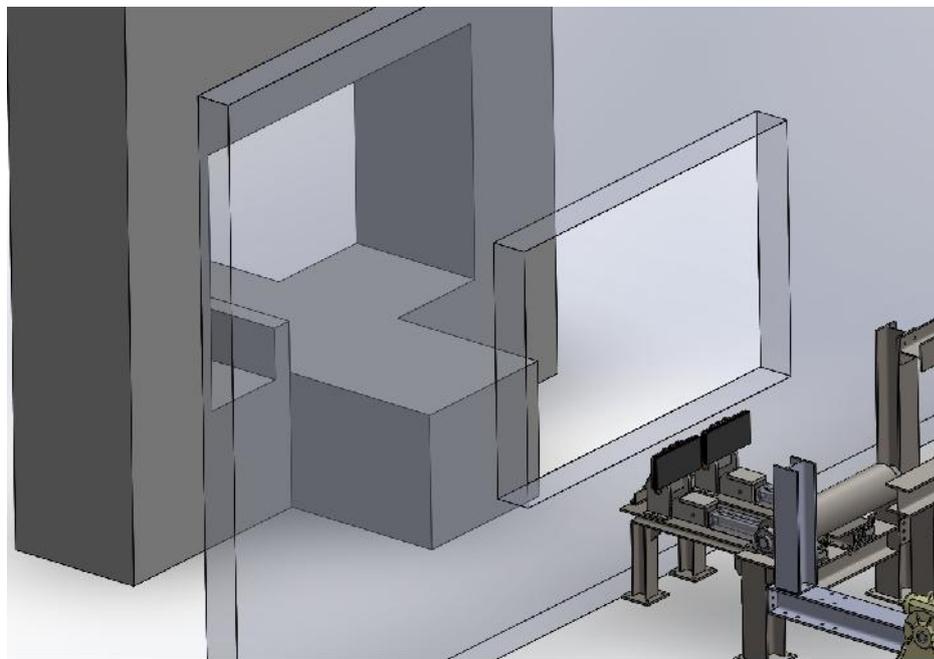


Figura 193. Captura general 3.

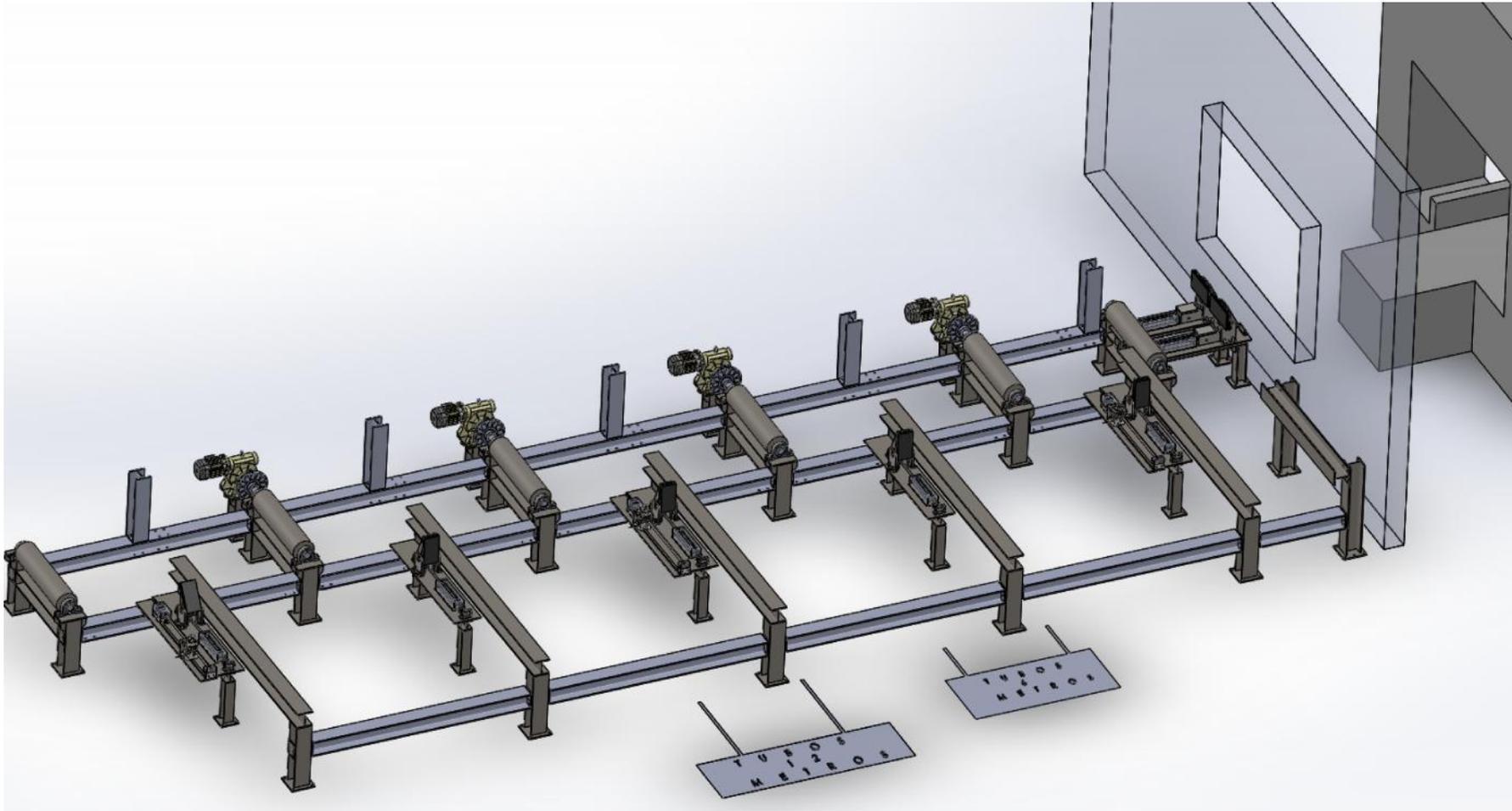


Figura 194. Resultado final del diseño mecánico.

CAPITULO 5: DISEÑO DEL CONTROL DE LA MÁQUINA

5.1 Neumática

5.1.1 Mecanismo 1 y Mecanismo Nivelador

Para terminar con los dimensionamiento mecánicos se procede a dimensionar la parte neumática del mecanismo 1 y del mecanismo nivelado. La neumática nos permitirá controlar los pistones neumáticos a través del accionamiento de electroválvulas. Por tanto se procede a escoger las respectivas válvulas y sensores, que nos permitirán ejecutar el movimiento deseado mediante un software de control definido posteriormente.

En esta etapa, es de gran importancia el correcto dimensionamiento de las válvulas distribuidoras y de las válvulas estranguladoras para controlar el caudal. Estas últimas válvulas controlarán la velocidad de entrada como la de salida de cada pistón.

En cuanto a las válvulas distribuidoras, existen infinidad de modelos con las que se podría trabajar. Por razones de: robustez, tecnología, características, y stock, se tomó al catálogo de válvulas de distribución normalizadas ISO 5599-1 de “FESTO” y se escogió al modelo MFH electroválvula monoestable de 5/2 vías con las siguientes características importantes:

- Símbolo válvula 5/2 vías y válvula. Figura 195.

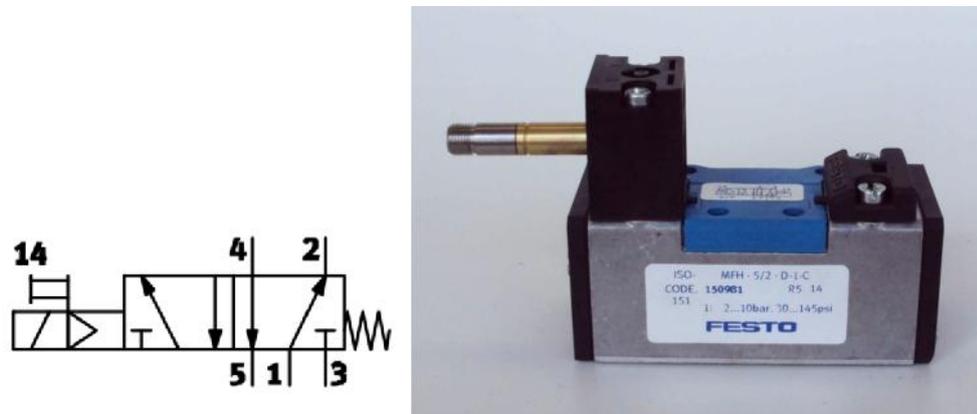
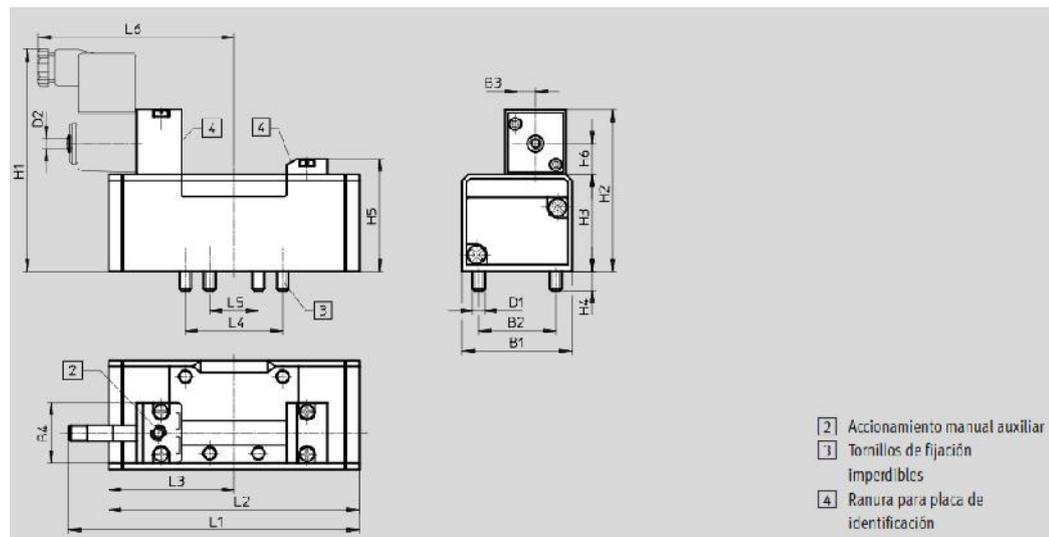


Figura 195. Símbolo válvula 5/2 vías (izq.) y válvula distribuidora (der.).
(FESTO, *Válvulas normalizadas ISO 5599-1*, 2015, pág. 32)

- Al ser ISO 1 tiene un ancho total de 42mm y su conexión neumática es G ¼ al igual que la conexión del pistón.
- Peso de 390 [g].
- El caudal máximo de manejo es de 1200 [L/min] y el la tensión de funcionamiento se establecerá en 24 [V] DC con una bobina adecuada.
- Se escoge una bobina MSF con un respectivo consumo de 2.5 [W].
- Tendrá la siguiente nominación: MFH-5/2-D-1-Fr-C. Con número de artículo: 151016. D1 de la ISO 1.
- Fr: de retorno mecánico y C: de la serie C característica de este tipo de válvulas.
- Tiempo de conmutación para la conexión y para la desconexión menor a 45 [ms].
- Presión de trabajo de 2 a 10 [bar]. Temperatura de trabajo no mayor a 60 grados centígrados. Dimensiones mostradas a continuación. Figura 196.



tipo	B1	B2	B3	B4	D1	D2	H1	H2	H3	H4	H5	H6	L1	L2	L3	L4	L5	L6
MFH 5/2 ...	42	28	6	30	M5	M5	100	70,3	38	9	46,5	13,5	115	87,6	43,8	36	18	89

Figura 196. Dimensiones válvulas monoestables de 5/2 vías. (FESTO, *Válvulas normalizadas ISO 5599-1*, 2015, pág. 34).

Se escogió una válvula de 5/2 vías por ser la más común en el control de un cilindro de doble efecto. Las válvulas 5/2 o 4/2 se pueden usar indistintamente, la única diferencia existente entre ellas es que la válvula 5/2 tiene dos conexiones de escape en vez de una, debido a su construcción interna que proporciona un escape a cada salida en vez de un escape común.

De esta manera la válvula 5/2 vías permite regular las velocidades tanto de la entrada como de la salida del vástago, característica necesaria para la aplicación diseñada. Si se escogiera una válvula 4/2 vías solo se podría regular con la misma velocidad la salida como a la entrada y no cumpliría con los requerimientos del mecanismo.

Por otro lado el accionamiento se dará a través de un relé. Este relé cerrará un contacto, el cual comunicará la señal hacia la válvula distribuidora. La válvula distribuidora estará invertida respecto al funcionamiento normal del pistón, es decir que con la señal de 24 [V] DC el vástago se retirará y al quitarla el vástago se extenderá gracias al muelle mecánico. La posición que mantendrá el vástago casi normalmente dentro del funcionamiento de la máquina es el de extendido, donde el tope se encuentra sobre la mesa esperando el contacto con los tubos. Esta posición se la escoge como des energizada para ayudar al ahorro de energía.

En la máquina se utilizarán 7 válvulas distribuidoras, que es el total de cilindros entre el mecanismo 1 y el mecanismo nivelador. Por otro lado, para el control de la velocidad del pistón se necesitan válvulas de estrangulamiento con anti retorno para de esta manera sintonizar el valor de 83 [mm/s] y 250 [mm/s], velocidades tanto de subida como de bajada respectivamente, Figura 193 y

Figura 94.

La regulación ejercida por las válvulas estranguladoras se consigue mediante la estrangulación del caudal de aire comprimido. Este es el caso de la válvula reguladora CRGRLA resistente a la corrosión, que tiene la función de estrangular el aire únicamente en un sentido y posee también la función de anti retorno. Por tanto para la regulación de velocidad de entrada y salida de 7 pistones, se necesitarán 14 válvulas de este tipo.

La función de estrangulación está a cargo de una hendidura anular regulable al interior de la válvula. Esta hendidura puede ampliarse o reducirse girando el tornillo de cabeza ranurada. Por otra parte, la función anti retorno funciona en el sentido contrario correspondiente al aire de escape.

Existen infinidad de modelos de válvulas estranguladoras con las que se podría trabajar, pero por razones de robustez, tecnología, características, veracidad y stock, se tomó al catálogo de válvulas de estrangulación y anti retorno de “FESTO”. En específico se escogió al modelo CRGRLA con las siguientes características a tomar en cuenta:

- Símbolo y representación, Figura 197.

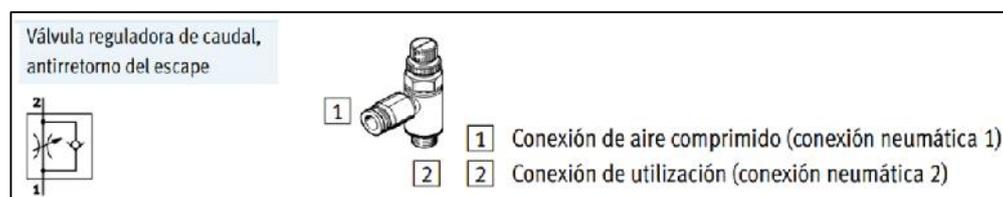


Figura 197. Símbolo y representación, válvula estranguladora con anti retorno. (FESTO, *Válvulas de estrangulación y antirretorno*, 2015, pág. 2).

- Tendrá la siguiente nominación: CRGRLA-1/4–B. Con número de artículo: 161405.
- Caudal de 95 a 2100 [L/min].
- Temperatura de operación: -20 a 80°.
- Presión 0,3 a 10 [bar].

- Dimensiones mostradas a continuación:

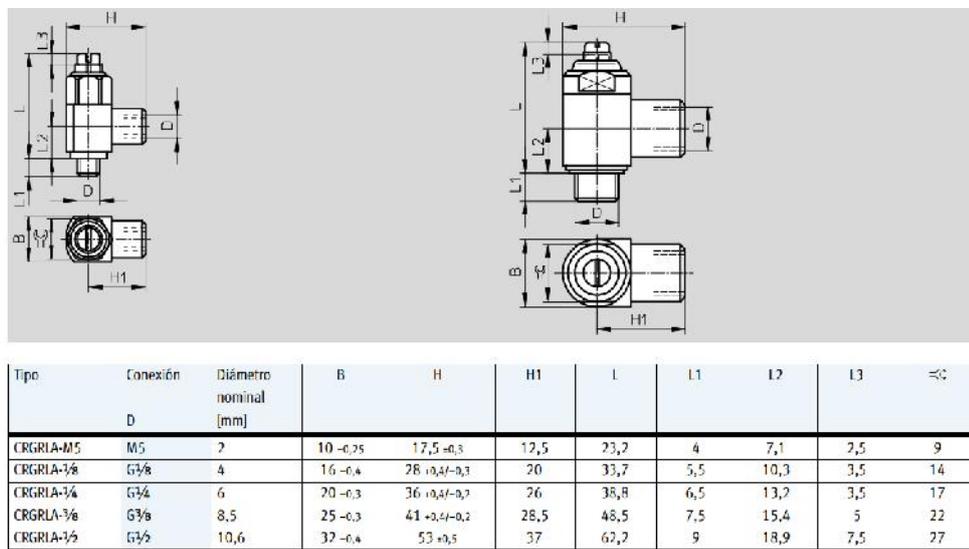


Figura 198. Dimensiones válvulas estranguladoras con anti retorno. (FESTO, *Válvulas de estrangulación y antirretorno*, 2015, pág. 32).

- En cuanto a los materiales se determina que realmente es una válvula resistente a la corrosión. Figura 199.

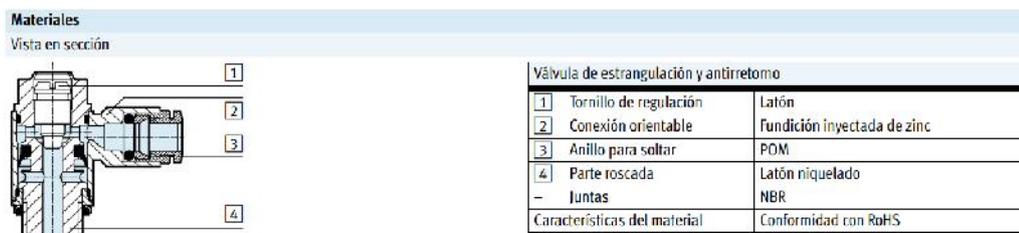


Figura 199. Materiales válvula estrangulación anti retorno. (FESTO, *Válvulas de estrangulación y antirretorno*, 2015, pág. 32).

La válvula seleccionada como se puede verificar es completamente inoxidable y la regulación se la configurará según las necesidades en el momento de la aplicación, tomando en cuenta el caudal nominal que se ejerce según el número de giros del husillo. Figura 200.

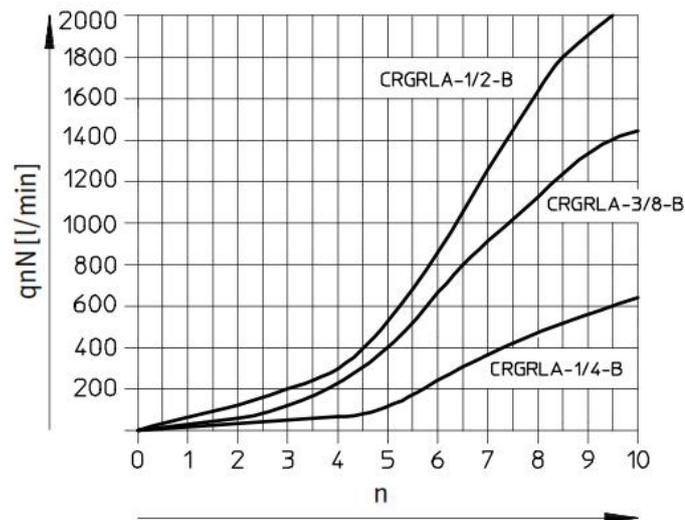


Figura 200. Caudal nominal generado por el número de vueltas del husillo. (FESTO, *Válvulas de estrangulación y antirretorno*, 2015, pág. 32).

Si bien con la figura anterior se puede tener una relación de la estrangulación del fluido a medida que el tornillo gira, se debe en la vida real verificar en qué punto es correcta la estrangulación para alcanzar el valor de velocidad correcto para cada aplicación.

Después del seleccionamiento de la válvula, se obtiene el siguiente diagrama neumático con la siguiente simbología que consta de: válvulas distribuidoras, válvulas estranguladoras con anti retorno, los respectivos pistones con bloqueo de la posición final y su respectiva carga en el extremo (impulsador).

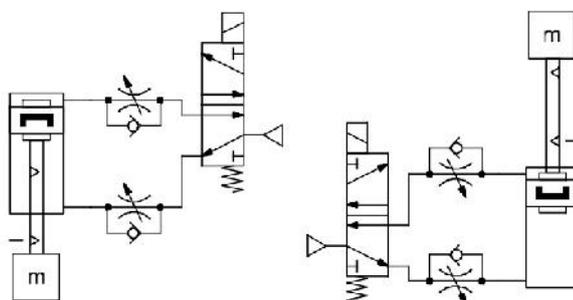


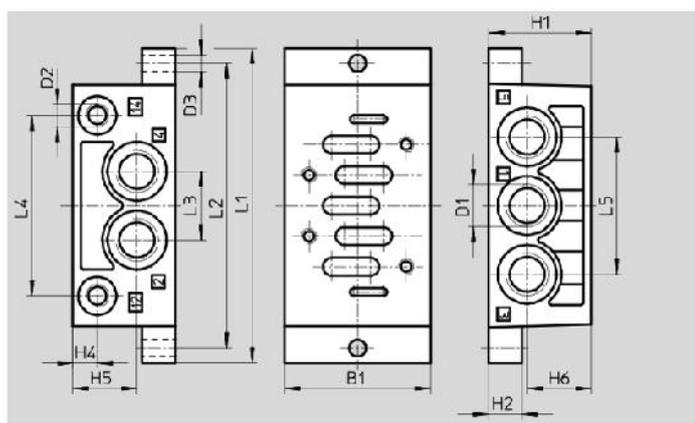
Figura 201. Diagrama neumático. (FESTO, *Bloqueo de la posición final*, 2015, pág. 1).

Ahora se ubican las válvulas seleccionadas dentro de cada mecanismo, tomando en cuenta la estética de la máquina y la facilidad del ensamblado. La válvula de estrangulación con anti retorno se emperna en la carcasa del cilindro, sin ningún tipo de adaptación por la respectiva conexión neumática G1/4 de los dos elementos.

En cambio para la válvula distribuidora no hay adaptaciones posibles, por tanto se maneja una placa base para el acoplamiento tanto en su ensamble como para su funcionamiento. El modelo de la electroválvula necesita de una placa base y de un empaque entre los elementos para su funcionamiento. Se puede escoger entre placas bases sencillas con conexiones inferiores o laterales, siendo estas últimas las óptimas para nuestra aplicación.

La placa base para la electroválvula escogida tiene las siguientes características:

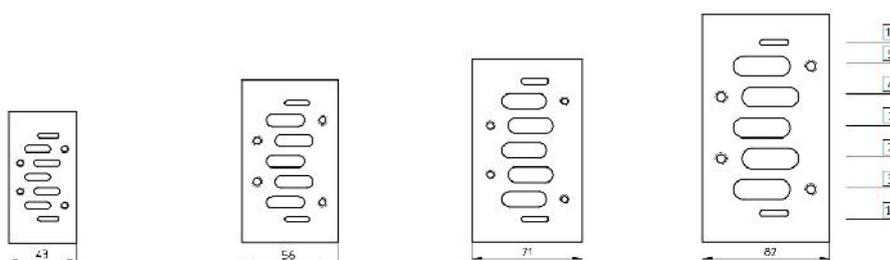
- Placa base individual NAS con conexiones laterales, de material fundición inyectada de aluminio.
- Corresponden también a la norma ISO 5599-1 y su tipo de fijación es de 2 taladros para adaptación a un cuerpo inferior.
- Las dimensiones respectivas son las detalladas en la Figura 202 y la respectiva denominación de las conexiones de la placa base se muestran en la Figura 203.



Ancho	B1	D1	D2	D3	H1	H2	H4
42 mm	48	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{8}$	5,5	32	10	9
52 mm	57	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{8}$	6,6	40	13	9
65 mm	71	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{1}{8}$	6,6	32	18	9
76 mm	85	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{8}$	9	42	19	9

H5	H6	L1	L2	L3	L4	L5
20,3	20,3	110	98	23	60	46
25	25	124	112	27	71	54
16	16	149	136	32	91	64
21	21	186	170	42	111	84

Figura 202. Dimensiones placa base individual NAS (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 106).



Denominación de las conexiones de las placas base		
Canal	Función	Descripción
12	Unidad de control	Alimentación de aire de pilotaje para válvulas servopilotadas 12 y 14
5	Unidad de potencia	Conexión de escape
4	Unidad de potencia	Conexión de utilización
1	Unidad de potencia	Conexión de alimentación de aire de utilización
7	Unidad de potencia	Conexión de utilización
3	Unidad de potencia	Conexión de escape
12	Unidad de control	Toma de escape para el aire de pilotaje

Figura 203. Denominación de las conexiones de las placas base. (FESTO, Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 6).

- Tendrá la siguiente nominación: NAS-¼-1A-ISO. Con número de artículo: 9484.
- Su conexión con la electroválvula es a través de roscas y orificios que encajan perfectamente y empaques para evitar fugas. Figura 204 y Figura 205.

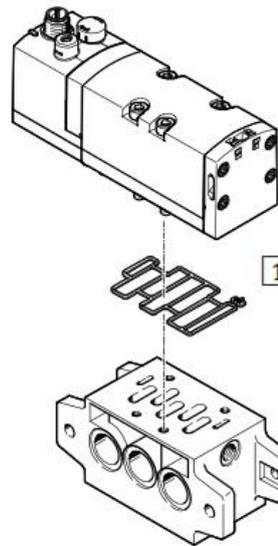


Figura 204. Conexión electroválvula- placa base. (FESTO, *Válvulas normalizadas ISO 5599-1, 2015, pág. 6*).

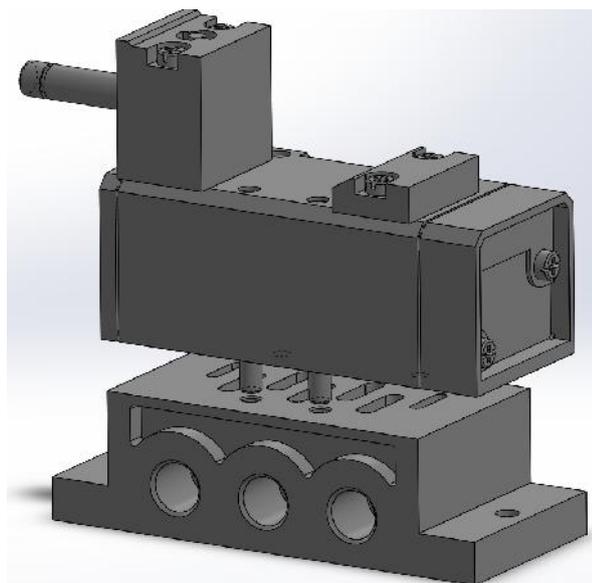


Figura 205. CAD de la electroválvula y su placa base.

Ahora para pasar a la parte eléctrica tenemos que determinar la bobina necesaria para la implementación. Por catálogo se sabe que la electroválvula seleccionada trabaja con la bobina MSF, a continuación se detallan sus características:

- Es una bobina sustituible que no provoca interrupción al circuito neumático y se puede colocar en un diámetro de 360° sobre el núcleo de la bobina con un peso de 55 gramos.
- El bobinado es de cobre, con una tensión de alimentación necesaria de 24 [V] DC, con un consumo de potencia de 4.5 [W] y una temperatura de trabajo de -5 a 40 [°].
- Las dimensiones de la bobina se ilustran en la Figura 206.

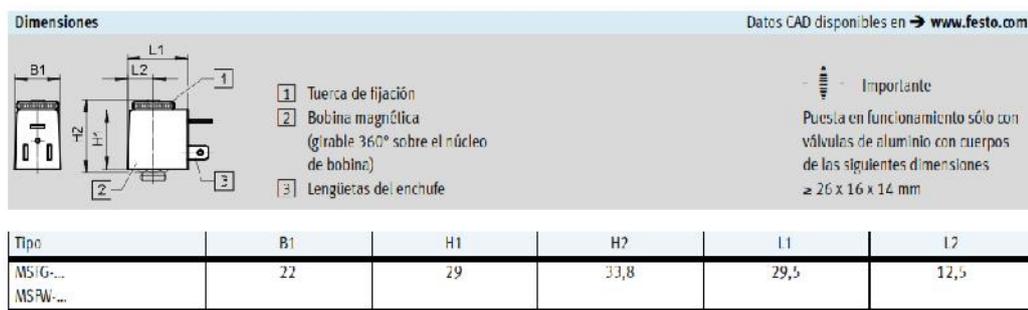


Figura 206. Dimensiones bobina MSN1 (FESTO, Bobinas, 2015, pág. 6).

- Tendrá la siguiente nominación: MSFG-24/42-50/60-OD. Con número de artículo: 34411. Bobina sin conector.
- Para dicha bobina se selecciona un cable de conexión con conector para una tensión de funcionamiento de 24 [V] DC e indicación de estado con LED. La numeración respectiva es: 193458 KMF-1-24DC-10-LED.
 - Tanto la bobina como el conector se ilustran en la Figura 207.

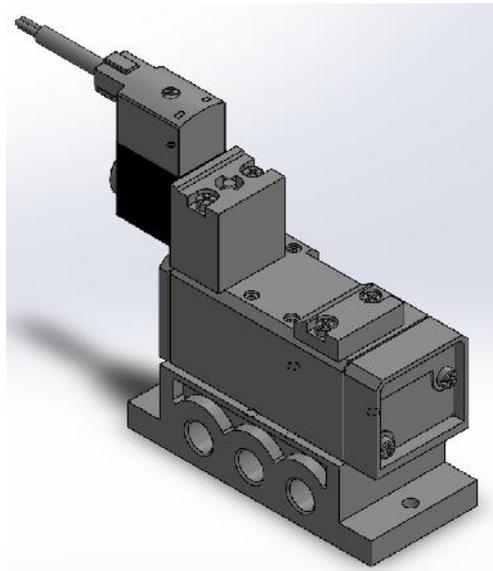


Figura 207. Válvula distribuidora completa con bobina y conector.

Ahora hay que dimensionar los detectores de posición en el cilindro. Como se sabe es un cilindro que tiene una carrera de 250 mm y necesitamos el control de señales tanto para el pistón totalmente retraído como para el extendido.

Para tener un control de la posición del pistón, se utilizará un sensor magneto resistivo SME-/SMT-8 de la misma línea de “FESTO”. El sensor irá ubicado en la ranura del pistón como se muestra en la Figura 208.

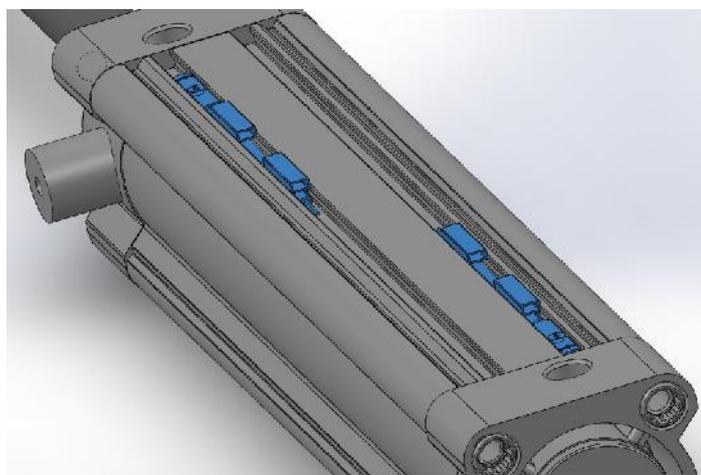


Figura 208. Sensores ubicados en el pistón.

Las características del sensor son: es magnetoresistivo, su tipo de salida digital PNP, su conexión será a través de un cable trefilar y su código es: 574335 SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-OE.

5.1.2 Tope Móvil

El cilindro DFST también tiene una válvula distribuidora que viene especificada en el catálogo. Con la electroválvula MEH, MEBH, MOEH o MOEBH, el accionamiento es rápido y directo y se conecta al cilindro mediante una placa intermedia ZVA.

La electroválvula recomendada tiene las siguientes características:

- Denominación: MEBH-5/2-5,0-B, con numeración: 173005.
- Recuperación mecánica por muelle y alimentación interna de pilotaje.
- La electroválvula con dicha numeración es para una alimentación de 24 [V] DC y es una válvula para acoplarse a una placa base. Su diagrama neumático y de representación ensamblada se muestra en la Figura 209.

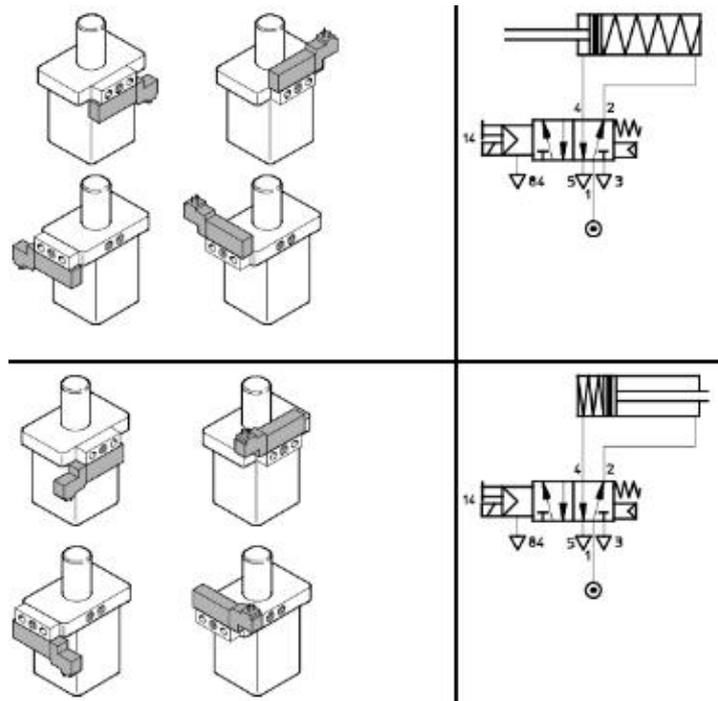


Figura 209. Válvula y pistón DFST. (FESTO, *Cilindros de tope DFST*, 2014, pág. 14).

El acople para la electroválvula será una placa intermedia también de “FESTO” que nos permitirá adaptarla a las entradas de aire del pistón DFST. La placa intermedia tiene la siguiente numeración: 164 897 ZVA-2 y calza perfectamente tanto con la electroválvula como con el pistón. Figura 210 y Figura 211.

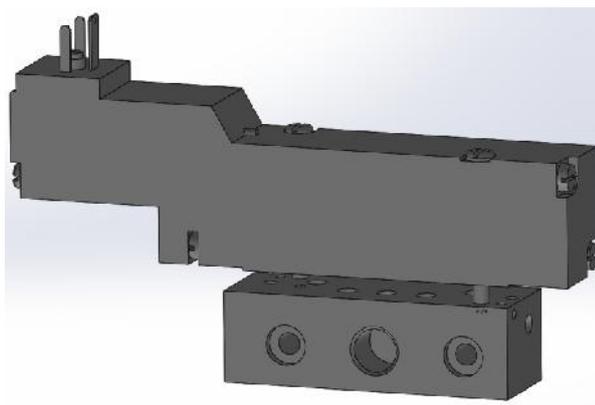


Figura 210. CAD electroválvula y placa intermedia.

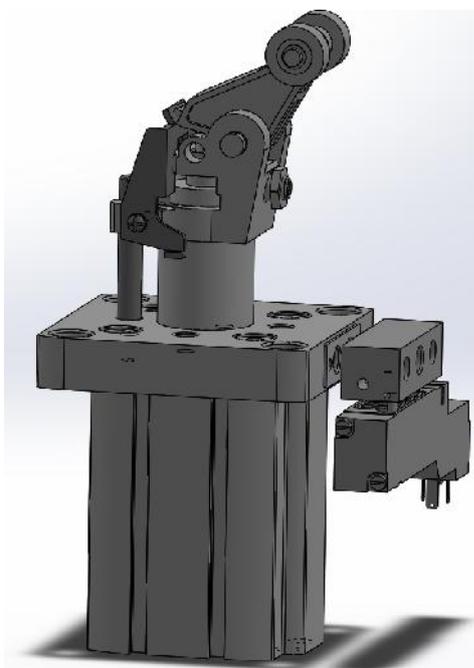


Figura 211. CAD electroválvula, placa intermedia y pistón DFST.

Además también se selecciona el tipo de conector: cable con conector tipo zócalo con numeración: 193 457 KMEB-1-24-10-LED. Figura 212.

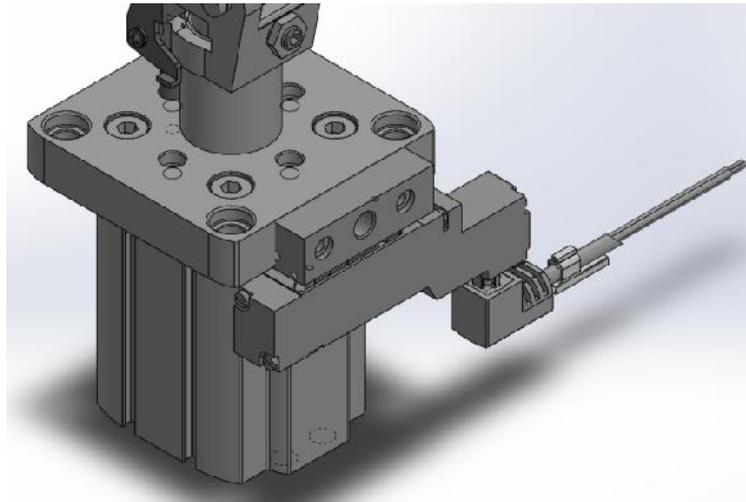


Figura 212. CAD electroválvula, placa intermedia, pistón DFST y cable con zócalo cuadrado.

Se procede a dimensionar los detectores de posición para la posición del embolo del pistón correspondiente necesario para las órdenes respectivas al PLC. Se utilizará un sensor magneto resistivo SME-/SMT-8 de la misma línea de “FESTO”. El sensor irá ubicado en la ranura del pistón.

Las características importantes de este sensor se detallan a continuación:

- Es magnetoresistivo y su tipo de salida es digital de tipo PNP.
- Su conexión será a través de un cable trefilar y su código es: 574335 SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-OE.
- Su ubicación se la evidencia con la Figura 213 (hay que tomar en cuenta que hay otro ubicado en la parte trasera de la figura para la detección de la posición inicial).

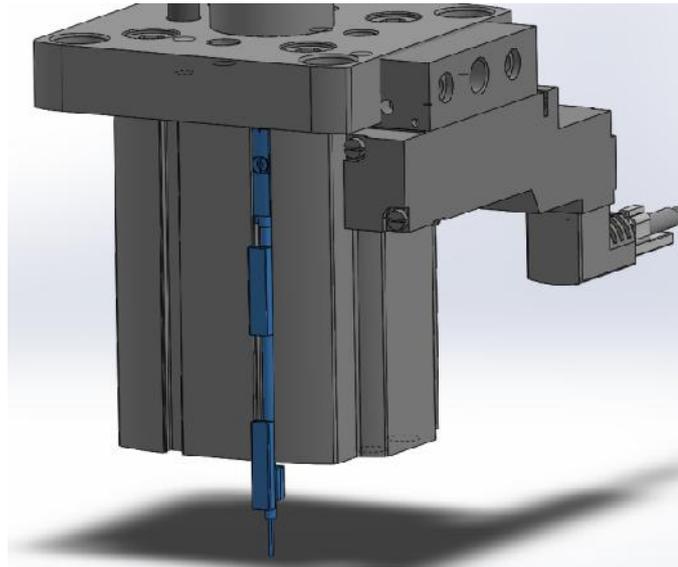


Figura 213. Ubicación del sensor magnetoresistivo SME-/SMT-8.

5.2 Proceso

El objetivo principal de la semi automatización es eliminar intervención humana en el proceso. Sin embargo, como ya se mencionó, la dificultad que se presenta al detectar que todos los tubos están nivelados tienen muchas variantes. Por tanto se diseñó la máquina para que el operario de la sierra CNC, sea quien determine si los tubos se nivelaron o no. Para esto, contará con una cámara que le permitirá visualizar el estado de los tubos sin retirarse de su puesto.

Además es necesario definir todos los parámetros del proceso, con el fin de lograr un control adecuado de todas las variables. En especial en procesos peligrosos que manejan elementos de mucho peso y de gran longitud, capaces de causar daño tanto a personas como a la infraestructura de la empresa.

Se tiene como actuadores principales los siguientes elementos:

- 5 Cilindros neumáticos de doble efecto con su respectiva válvula 5/2 de accionamiento por solenoide y retorno por muelle, en el mecanismo tope fijo.
- 3 Cilindros neumáticos de doble efecto con su respectiva válvula 5/2 de accionamiento por solenoide y retorno por muelle, en el mecanismo tope móvil.
- 2 Cilindros neumáticos de doble efecto con su respectiva válvula 5/2 de accionamiento por solenoide y retorno por muelle, en el mecanismo nivelador.
- 4 Embragues accionados por 24 [V] DC.
- 4 Motores trifásicos con sus respectivos reductores de velocidad y variadores de frecuencia.
- 3 Motores a pasos con su respectivos drivers de motor.

Las tres acciones principales del operador serán las siguientes:

- Iniciar el funcionamiento de la máquina.
- Solicitar el número que requiera cortar y el diámetro de los tubos que se encuentren en la mesa de almacenamiento.
- Indicar que los tubos se encuentran nivelados.

La instrumentación básica requerida para el funcionamiento del equipo es la definida a continuación:

- Sensores de carrera para cada cilindro neumático, tanto en su posición retraída como extendida. Esto implica un total de 20 sensores ya especificados anteriormente. Con esto aseguramos que el proceso no sufra daño, en caso de que un cilindro se trabe en su movimiento.
- Detector de fin de paso de tubos. Posterior el descenso del tope mecánico, los tubos procederán a descender hacia los rodillos transportadores (mesa de alimentación). Aquí es necesario

determinar que todos los tubos que fueron pedidos por el operador hayan descendido mediante el uso de un sensor fotoeléctrico.

- Detector de tubos en Posición. Para controlar que el tope mecánico no permita paso de más tubos a los rodillos transportadores, mientras exista tubo en la mesa de alimentación se utiliza también un sensor fotoeléctrico.

Adicionalmente, como complemento al control, se puede implementar medidas de seguridad adicionales como: barreras de luz para cercar el perímetro de la máquina con el fin de evitar ingreso de personal no autorizado, señales luminosa tipo baliza para que el operario del montacargas sepa cuando puede y cuando no puede colocar tubos en la máquina, etc.

Para la simulación del control se ha utilizado software especializado que posee en su librería elementos tanto de neumática como de control eléctrico y controladores lógicos programables (PLC's). Sin embargo existen limitaciones en cuanto a la simulación del motor a pasos y en el ingreso de los valores de diámetro y cantidad de tubos. De igual manera, ciertos elementos de la instrumentación se han simulado de manera simplificada con el fin de demostrar el funcionamiento de la lógica de control.

Las simplificaciones realizadas son las siguientes:

- Motores eléctricos, motores a pasos y embragues representados como indicadores luminosos.
- Traslación del tope móvil representada mediante un temporizador. En la implementación se debe realizar un control de posición mediante el uso del tornillo sinfín, considerando cuantos tubos y de qué diámetro desee el operario.
- Detector de fin de paso de tubos, representado por un pulsador.
- Detector de tubos en posición (en sierra), representado por un interruptor.

El diagrama de fases que incluye todos los actuadores y se presenta en la Figura 214.

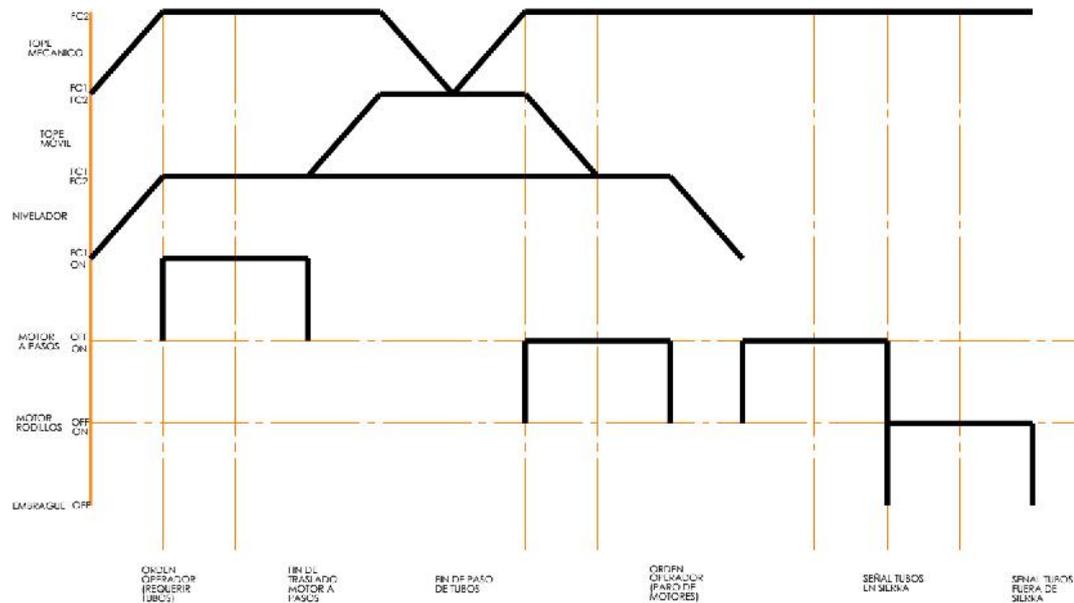


Figura 214. Diagrama de Fases

El software de simulación del control eléctrico y neumático permite separar cada simulación en un sistema aparte, por lo que se seleccionaron los siguientes sistemas:

- Sistema neumático mecanismo 1 (tope mecánico).
- Sistema neumático tope móvil.
- Sistema neumático mecanismo nivelador.
- Sistema de control mediante lenguaje KOP (Ladder)
- Interfaz Humano Máquina con pulsadores e indicadores.
- Figura 215.

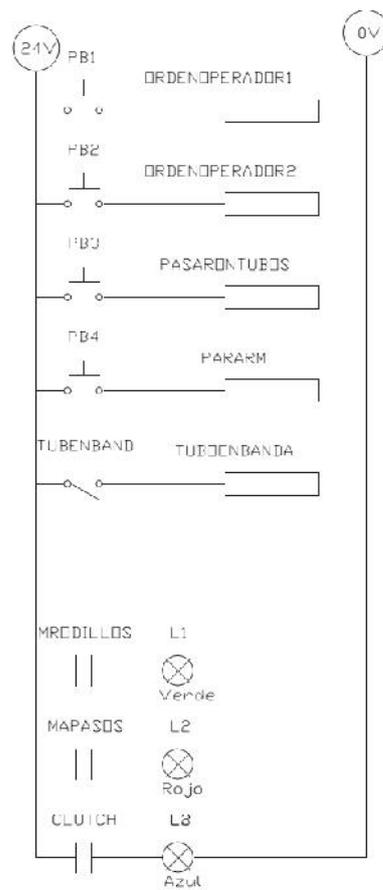


Figura 215. Interfaz Humano-Maquina.

Nota: Para efectos de la simulación, se utilizó solamente los elementos neumáticos necesarios para el control, no se consideró la existencia de válvulas estranguladoras, válvulas anti retorno, ni otros equipos auxiliares que se utilizan en un circuito neumático.

Como se visualiza en la Figura 215, el operario tiene acceso a los pulsadores “PB1”, “PB2” y “PB4”, que son Orden Operador 1, Orden Operador 2 y Parar Motores respectivamente. El pulsador “PB3” sirve para simular el detector de fin de paso de tubos, y el interruptor “TUBENBAND” sirve para simular que se detectan tubos en los rodillos transportadores.

Existen también los indicadores “L1”, “L2”, “L3” que simulan la activación y desactivación del motor de los rodillos, el motor a pasos y el embrague respectivamente. En la Figura 216 se puede ver el esquema neumático utilizado para la simulación de los cinco topes mecánicos.

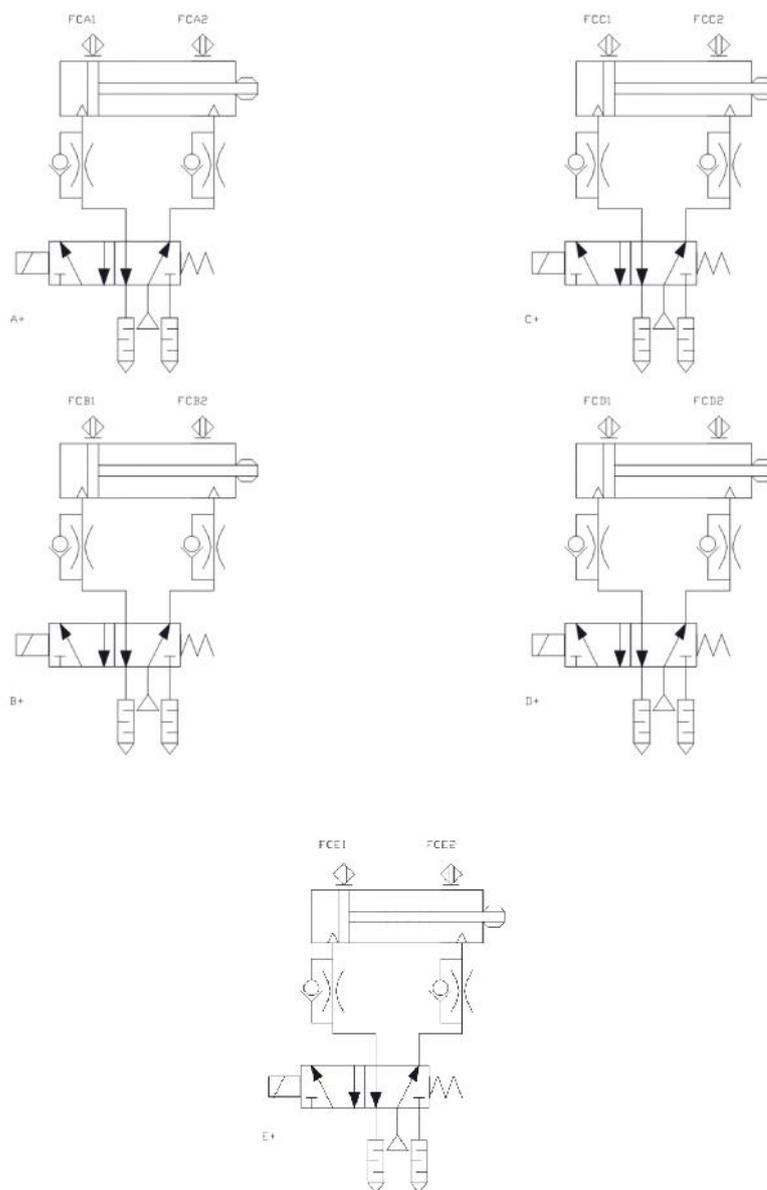


Figura 216. Esquema neumático simulación tope mecánico

En la Figura 217 se puede ver el esquema neumático utilizado para la simulación de los 3 topes móviles.

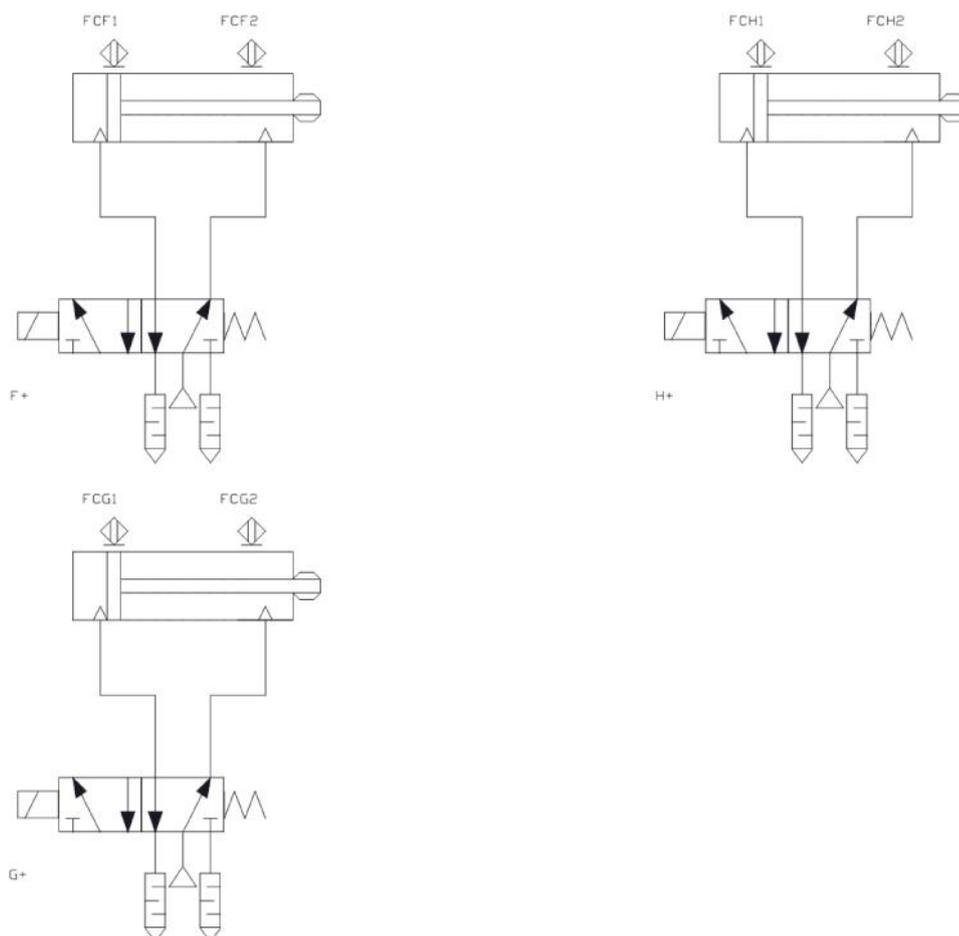


Figura 217. Esquema neumático simulación tope móvil

En la Figura 218 se puede ver el esquema neumático utilizado para la simulación de los 2 cilindros neumáticos parte del mecanismo de nivelación de tubos.

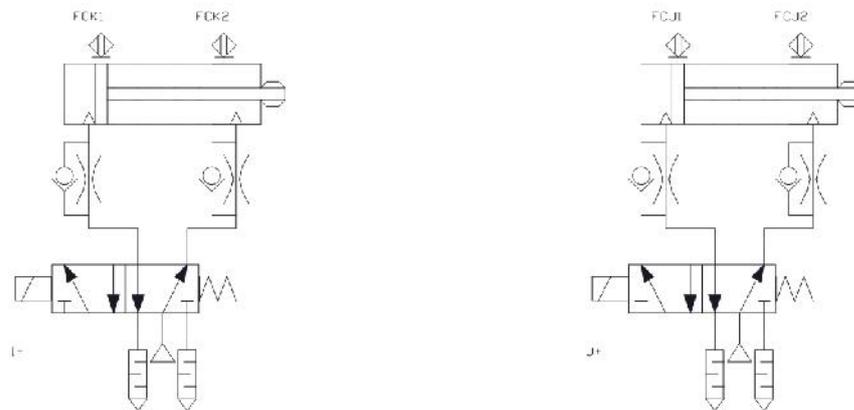


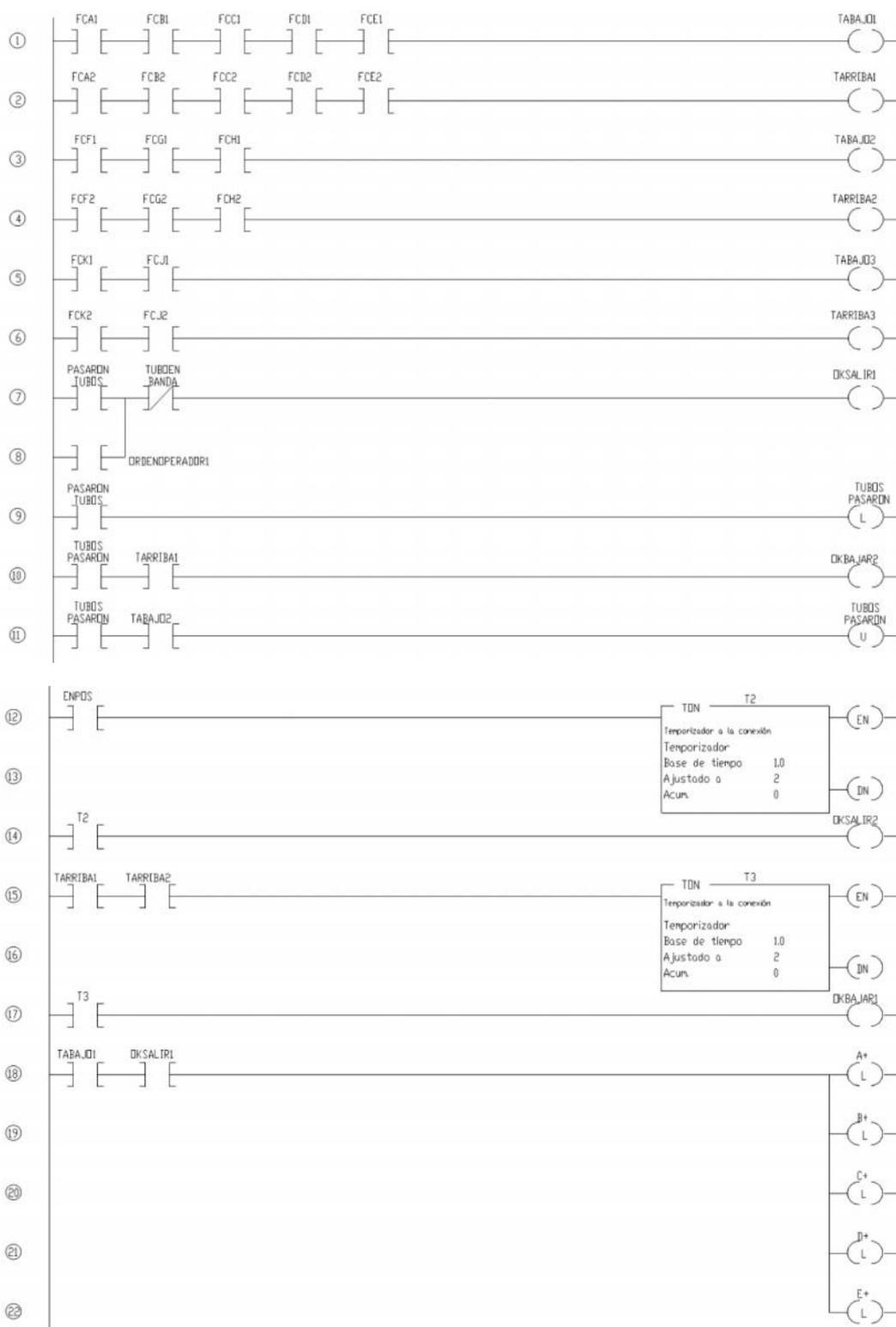
Figura 218. Esquema neumático simulación mecanismo nivelador.

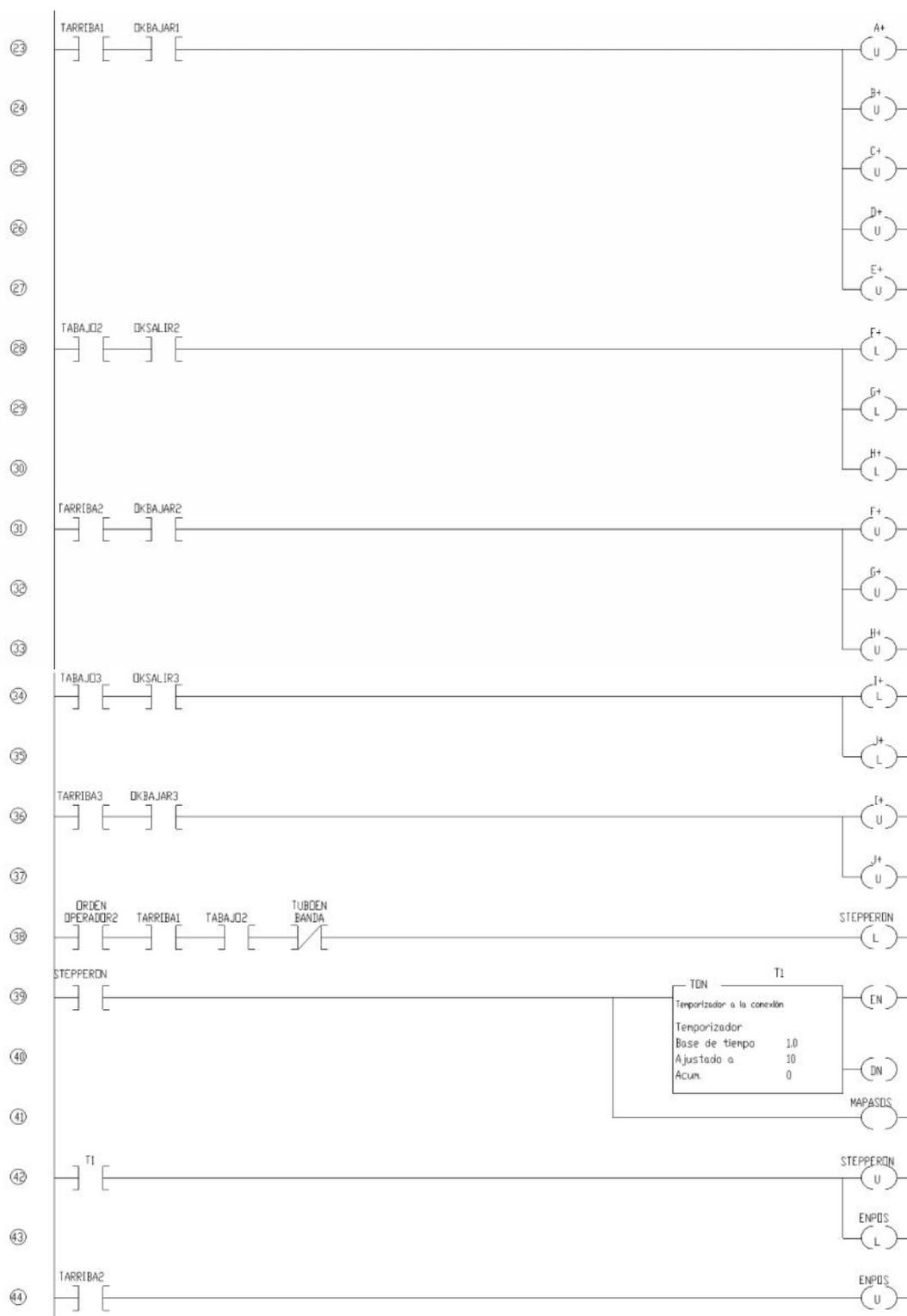
Todos los cilindros deben actuar de manera simultánea, sin embargo en la programación se considera que para realizar cualquier acción posterior deben estar todos los topes en la posición adecuada. Esto asegura que las tareas no continúen en caso de que uno de los topes sufra daño o se trabe.

Para posteriores figuras, se tomará como referencia un esquema solamente de un cilindro neumático en cada uno de los mecanismos.

En la Figura 219, se ilustra toda la programación realizada en lenguaje KOP (Ladder), posteriormente se explicará paso a paso la lógica utilizada en la secuencia de control. Se realiza la programación en lenguaje ladder debido a su amplia utilización en el mundo de la automatización, y en la programación de controladores lógicos programables (PLC por sus siglas en inglés).

Los elementos utilizados en la programación incluye lo que son contactos normalmente abiertos y normalmente cerrados, temporizadores y bobinas como elementos de salida.





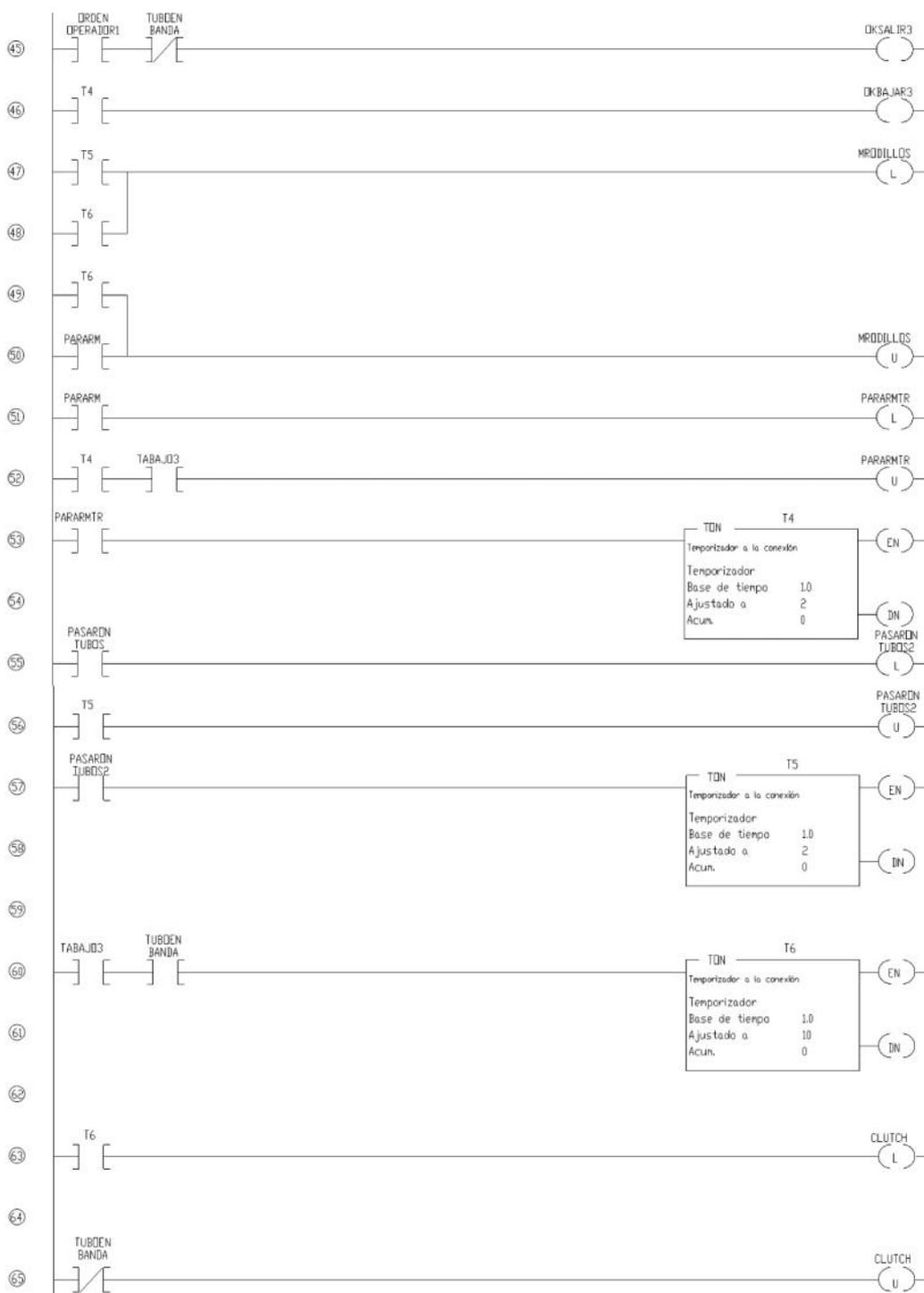


Figura 219. Esquema de lógica de control en lenguaje KOP (LADDER).

5.2.1 Etapa 1. Levantamiento de topes.

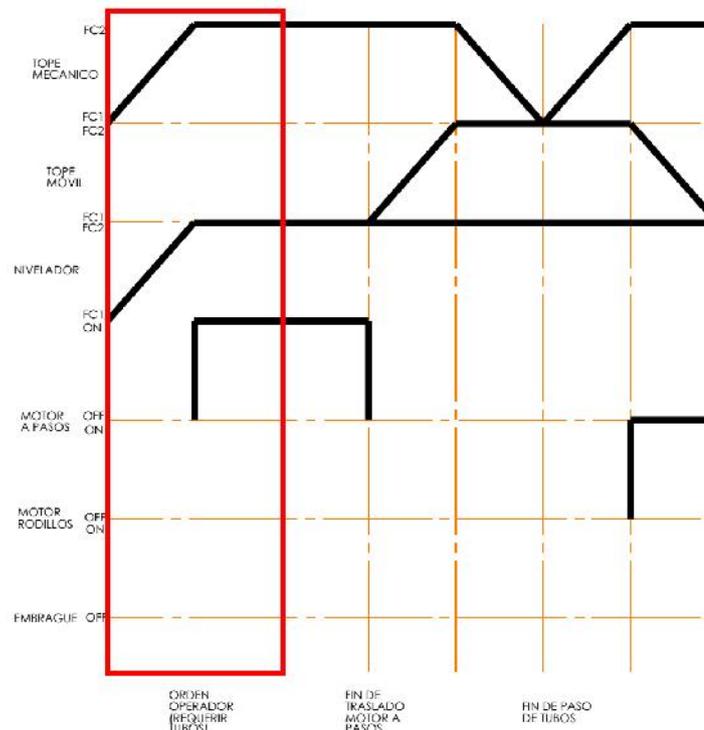


Figura 220. Etapa 1 del control, Levantamiento de Topes.

La etapa 1 (Figura 220) se la considera como una etapa inicial de preparación de la máquina. Al momento de energizarse la máquina, todos los topes se encuentran en posición retraída y a la orden de operario (PB1) se levantan los topes tanto del mecanismo 1 como del mecanismo nivelador. Esto se lo realiza en las líneas de código de la 1 a la 6 para determinar en qué posición se encuentran los cilindros neumáticos y operar de manera acorde.

En las líneas de código de la 18 a la 37 se indica que solamente pueden subir los cilindros neumáticos que se encuentran completamente retraídos, y solo pueden retraerse aquellos que se encuentran completamente extendidos, esto luego de recibir una señal que indica que debe subir o bajar cada conjunto de cilindros neumáticos.

Una vez extendidos tanto el tope mecánico como el mecanismo nivelador, el operador puede ordenar la cantidad de tubos que necesita y el diámetro de los mismos. Debido a limitaciones en la capacidad de simulación del software seleccionado, no se puede escoger el número de tubos, ni realizar el movimiento del motor a pasos, por lo que el motor a pasos se simuló como el indicador L2 en la Figura 215. Su tiempo de funcionamiento depende de la distancia a recorrer que para efectos de simulación se realizó el proceso de manera temporizada.

5.2.2 Etapa 2. Paso de tubos

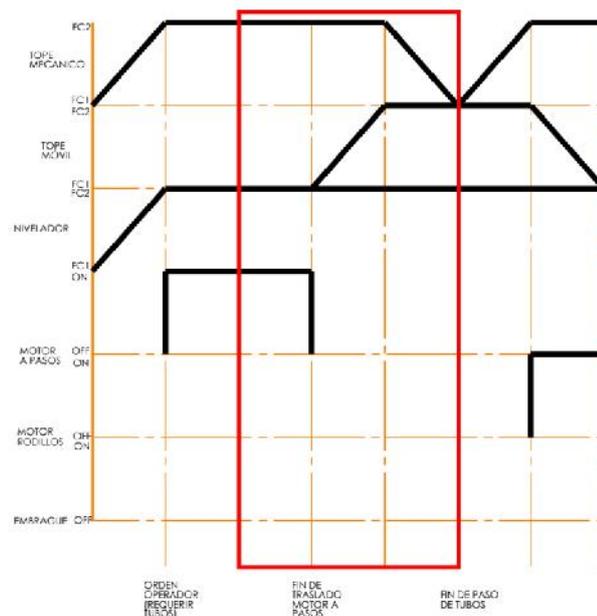


Figura 221. Etapa 2 del control, Paso de tubos.

En la etapa 2 (Figura 221) se desarrolla la alimentación de los tubos hacia la mesa de rodillos motrices, sus principales actuadores son el tope mecánico, el tope móvil y el motor a pasos.

Cuando el motor a pasos llega a su posición indicada, emite una señal de fin de traslado. Con la señal de fin de traslado, proceden a salir los cilindros neumáticos del tope móvil, encargados de sostener a los tubos mientras pasan los tubos seleccionados por el operario. En las líneas de código 12,14 y 44 se establece la lógica necesaria para que el tope móvil se extienda. Una vez extendidos los cilindros del tope móvil, y luego de una pequeña pausa con la finalidad de estabilizar los tubos, se procede a descender el tope mecánico habilitando el paso de los tubos. Por efectos de simulación, se ha considerado el pulsador PB3 como el sensor que detecta que han pasado todos los tubos solicitados.

5.2.3 Etapa 3. Inicio de movimiento de rodillos.

En la etapa 3 (Figura 222) se desarrolla el movimiento de los rodillos motrices encargados de llevar los tubos hacia el mecanismo de nivelación, sus principales actuadores son el tope mecánico, el tope móvil y los motores de los rodillos.

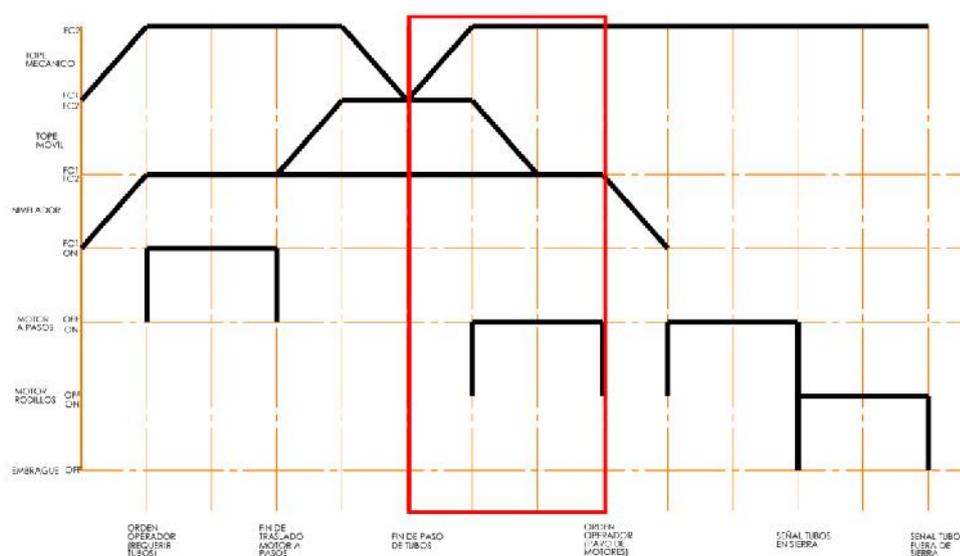


Figura 222. Etapa 3 del control, Inicio de movimiento de rodillos.

Una vez detectado que ya han pasado todos los tubos solicitados, procede a elevarse el tope mecánico, posterior a eso se retrae el tope móvil de manera rápida y los tubos sostenidos empiezan a descender hasta impactar nuevamente con el tope mecánico.

Una vez que los tubos se encuentran en los rodillos, se encienden los 4 motores aumentando su velocidad de manera controlada hasta llegar a los 0.3 m/s. Esto lo realiza gracias al variador de frecuencia, que produce una rampa de aceleración adecuada para que ninguno de los mecanismos involucrados sufran daños.

El nivelador se encuentra en posición extendida evitando así que los tubos pasen a la sierra desde el inicio del proceso como se especificó en el inicio del apartado. Por tanto los tubos proceden a nivelarse, en el mecanismo nivelador, hasta que reciben la orden por parte del operario de que se encuentran nivelados y se apagan automáticamente los motores.

En esta etapa se activa el sensor de presencia de tubos en la sierra. Su propósito es de bloquear cualquier otra orden del operario que pueda causar daños a la máquina o al personal. Este sensor permanecerá activo desde el momento en que los tubos llegan a la sierra hasta que la sierra CNC termine de cortar toda la longitud de los tubos. De manera de que no se podrán pedir tubos hasta que se haya terminado de cortar.

5.2.4 Etapa 4. Fin de movimiento de tubos.

En la etapa 4 (Figura 223), se desarrolla el movimiento de los motrices y los tubos hacia el mecanismo de nivelación, sus principales actuadores son los motores de los rodillos, los niveladores y los embragues eléctricos

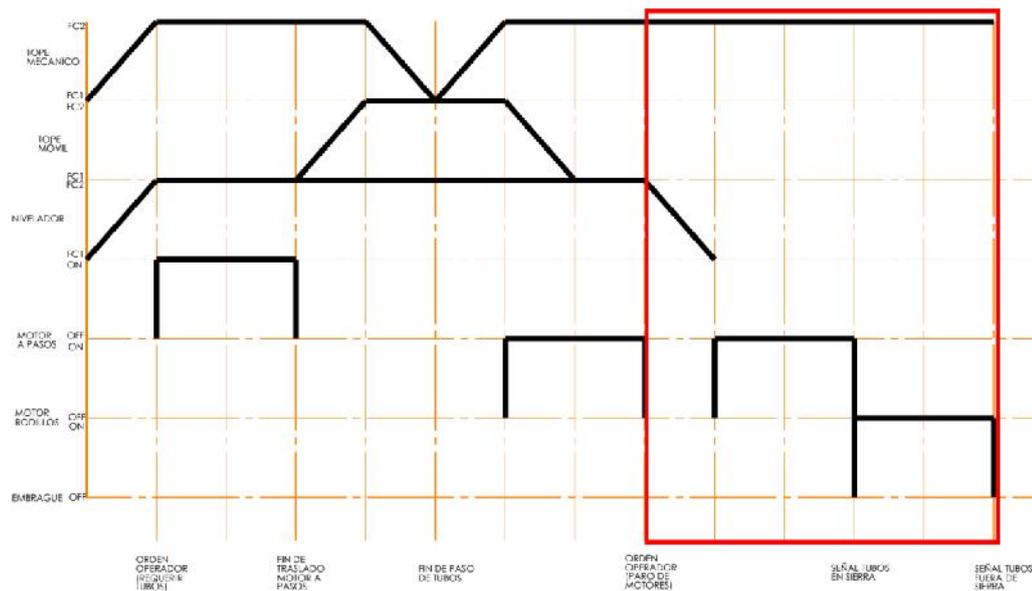


Figura 223. Etapa 4 del control, fin de movimiento de rodillos.

Una vez recibida la orden de apagar los motores por parte del operario, los motores se detienen de manera inmediata (0.5s) quedando los tubos nivelados contra el mecanismo nivelador. Después a un retardo programado con el fin de que se estabilicen los tubos, el mecanismo nivelador se retrae dejando así libre el paso de los tubos hacia la sierra CNC.

Posterior al descenso del mecanismo nivelador, los motores arrancan nuevamente de manera controlada hasta que los tubos nivelados llegan a la sierra CNC, momento en el que un brazo hidráulico de la sierra CNC sujeta los tubos y los mantiene fijos.

Luego de que la sierra CNC sujeta los tubos, se activan los embragues y se apagan los motores, dejando de esa manera todos los rodillos locos, lo cual permite que la sierra pueda introducir los tubos sin ningún sobre esfuerzo por rozamiento.

Una vez terminado el proceso de corte, la máquina se reinicia a su estado inicial y se puede realizar el mismo proceso descrito nuevamente.

5.3 Eléctrico

El sistema eléctrico de la maquina se divide en dos secciones, la parte de control e instrumentación, y la parte de potencia. En la parte de control e instrumentación se incluyen todos los elementos que se requieren para ejecutar la lógica de programación. En la etapa de potencia se incluyen aquellos elementos, especialmente actuadores, que requieren de voltajes o corrientes mayores que los requeridos por la etapa de control. Es necesario aislar los dos sistemas para evitar daños en la etapa de control provocados por sobretensiones o sobre corrientes de la etapa de potencia.

Entre los elementos de la etapa de control e instrumentación se encuentran los siguientes:

- PLC (Controlador lógico programable).
- Instrumentos de medición y detección.
- HMI.
- Pulsadores y selectores.
- Relés de activación de solenoides.
- Fuente de voltaje.
- Breakers y protecciones.

Entre los elementos presentes en la etapa de potencia se encuentran los siguientes:

- Contactores.
- Disyuntores.
- Protecciones térmicas.
- Variadores de frecuencia.
- Drivers de motores a pasos.

El PLC debe tener las siguientes características para que su selección sea la adecuada:

- Entradas Digitales.
- Salidas Digitales.
- Salidas por pulsos (PTO).
- Permitir conexión con HMI.

El variador de frecuencia debe tener las siguientes características para que funcione de manera correcta.

- Entradas digitales para control.
- Salidas digitales para retroalimentación.
- Diferentes velocidades programables
- Posibilidad de modificar la rampa de aceleración.
- Potencia adecuada para los motores a controlar

En base a estos parámetros se ha seleccionado elementos de la marca Siemens debido a: su gran trayectoria en el mercado de la automatización, la fiabilidad de sus productos y el respaldo que poseen a nivel nacional e internacional.

5.3.1 PLC y módulos adicionales.

El PLC Siemens seleccionado será el modelo S7-1200, con CPU 1214C DC/DC/DC, código: 6ES7 214-1AE30-0XB0 y sus características son las siguientes:

- DC/DC/DC: Alimentación 24 [V] DC, Entradas Digitales 24 [V] DC, Salidas Digitales 24 [V] DC.
- 10 Salidas Digitales 500 [mA].
 - 2 Salidas de pulsos (PTO) con frecuencias hasta 100 [kHz].

- 14 Entradas Digitales 24 [V] DC.
 - 6 contadores rápidos (3 a 100 [kHz] y 3 a 30 [kHz]).
- 2 Entradas analógicas de 10bits, 0-10 [V] DC.
- Interfaz Ethernet integrada
- Expandible
 - 1 Tarjeta de señales (SB)
 - 8 Módulos de señales (SM)
 - 3 Módulos de comunicación (CM)

Adicionalmente al módulo de CPU 1214C DC/DC/DC, se requiere de una tarjeta de señales (SB) y un módulo de señales (SM) adicionales. La máquina requiere de 3 salidas rápidas para el control de los motores a pasos, y de 24 entradas digitales.



Figura 224. PLC S7-1200 CPU 1214 DC/DC/DC (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 25 sec. 4).

El modelo del módulo de entradas digitales adicionales es el SM1221 con código 6ES7221-1BH32-0XB0. Tiene una capacidad de 16 Entradas digitales a 24 [V] DC adicionales.



Figura 225. Módulo de entradas digitales SM1221. (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 41 sec. 4).

El modelo de la tarjeta de salidas digitales adicionales es el SB1222 con código 6ES7222-1AD30-0XB0. Tiene una capacidad de 4 salidas digitales a 5 [V] DC adicionales. Las salidas pueden entregar hasta 0.1 [A] a una frecuencia de 200 [kHz].



Figura 226. Tarjeta de salidas digitales SB1222. (SIEMENS, SIMATIC S7-1200 , 2015, pág. 50 sec. 4).

En la Tabla 24 y Tabla 25, se verifica el número de entradas y salidas requeridas para la aplicación. De igual manera se ve cuales están ocupadas y cuales quedan libres para una posible expansión en la capacidad de procesamiento de la máquina. Además se asignan las direcciones lógicas para cada una de las señales tanto de entrada como de salida del PLC y los módulos adicionales. Esto también se puede verificar en los planos eléctricos 2, 3 y 4.

Tabla 24

Tabla de asignación de entradas del PLC.

Módulo	Tipo	Dir.	N°	Descripción
CPU 1214C DC/DC/DC 6ES7 214-1AE30-0XB0	Entrada Digital	I0.0	1	Detector de tubo en tope mecánico
	Entrada Digital	I0.1	2	Detector de paso de tubos
	Entrada Digital	I0.2	3	Detector de tubos en banda 1
	Entrada Digital	I0.3	4	Detector de tubos en banda 2
	Entrada Digital	I0.4	5	FCA1 (Fin de Carrera Cilindro A, Posición 1)
	Entrada Digital	I0.5	6	FCA2
	Entrada Digital	I0.6	7	FCB1
	Entrada Digital	I0.7	8	FCB2
	Entrada Digital	I1.0	9	FCC1
	Entrada Digital	I1.1	10	FCC2
	Entrada Digital	I1.2	11	FCD1
	Entrada Digital	I1.3	12	FCD2
	Entrada Digital	I1.4	13	FCE1
	Entrada Digital	I1.5	14	FCE2
SM1221 6ES7 221-1BH32-0XB0	Entrada Digital	I1.6	15	FCF1
	Entrada Digital	I1.7	16	FCF2
	Entrada Digital	I2.0	17	FCG1
	Entrada Digital	I2.1	18	FCG2
	Entrada Digital	I2.2	19	FCH1
	Entrada Digital	I2.3	20	FCH2
	Entrada Digital	I2.4	21	FCI1
	Entrada Digital	I2.5	22	FCI2
	Entrada Digital	I2.6	23	FCJ1
	Entrada Digital	I2.7	24	FCJ2
	Entrada Digital	I3.0	25	RESERVA
	Entrada Digital	I3.1	26	RESERVA
	Entrada Digital	I3.2	27	RESERVA
	Entrada Digital	I3.3	28	RESERVA
	Entrada Digital	I3.4	29	RESERVA
	Entrada Digital	I3.5	30	RESERVA

Tabla 25

Tabla de asignación de salidas del PLC.

Módulo	Tipo	Dir.	N°	Descripción
CPU 1214C DC/DC/DC 6ES7 214-1AE30-0XB0	Salida Digital	Q0.0	1	Cilindros Neumáticos Topes Mecánicos
	Salida Digital	Q0.1	2	Cilindros Neumáticos Topes Móviles
	Salida Digital	Q0.2	3	Cilindros Neumáticos Mecanismo Nivelador
	Salida Digital	Q0.3	4	Activación Motores
	Salida Digital	Q0.4	5	Activación Embrague
	Salida Digital	Q0.5	6	RESERVA
	Salida Digital	Q0.6	7	RESERVA
	Salida Digital	Q0.7	8	RESERVA
	Salida Digital	Q1.0	9	RESERVA
	Salida Digital	Q1.1	10	RESERVA
SB1222 6ES7 222-1AD30-0XB0	Salida Digital	Q2.0	11	Salida Rápida Motor a Pasos 1
	Salida Digital	Q2.1	12	Salida Rápida Motor a Pasos 2
	Salida Digital	Q2.2	13	Salida Rápida Motor a Pasos 3
	Salida Digital	Q2.3	14	Dirección Motor a pasos
CPU 1214C DC/DC/DC 6ES7 214-1AE30-0XB0	Salida Analógica	QW3	1	RESERVA
	Salida Analógica	QW5	0	RESERVA

5.3.2 Instrumentación

En cuanto a la instrumentación, ahora se describen los sensores fotoeléctricos que se requieren para las detecciones de los tubos y en general para evaluar su estado dentro del tren de rodaje. Para dar una generalidad a la marca a utilizar en cuanto a componentes electrónicos se escoge también la marca "SIEMENS".

Los detectores fotoeléctricos de proximidad reaccionan frente a cambios en la cantidad de luz recibida. El rayo de luz emitido por el diodo emisor es interrumpido o reflejado por el objeto a detectar. Estos sensores reconocen todos los objetos con independencia de su naturaleza, ya sea metal, madera o plástico.

Se escogió a los sensores fotoeléctricos “IQ-Sense” por su amplia y dedicada aplicación industrial. Por otro lado de todos los modos de operación se escogió al sensor difuso con supresión de fondo. Los sensores difusos con supresión de fondo están en condiciones de detectar objetos dentro de una zona de detección determinada, haciendo que todo lo que vaya más allá de dicho límite se suprima. El plano de enfoque se puede modificar y la supresión del fondo se realiza modificando la geometría entre emisor y receptor.

Específicamente se seleccionó al sensor K80 “IQ-Sense” con código: 3SF7 2 14-3JQ00, de las siguientes características:

- Zona de detección: 0,2 a 1 [m].
- Placa de medición normalizada en [mm] de 200 × 200 (blanca).
- Emisor (tipo de luz) [nm]: 880 (LED IR).
- Consumo: 50 [mA].
- Tiempo de respuesta: 2 [ms].
- LED’s indicadores: estado de conmutación (amarillo), exceso de ganancia (verde).
- Material del cuerpo: PBTP.
- Grado de protección: IP67.
- Dimensiones mm – 83 × 65 × 25.



Figura 227. Sensor Opto-Bero con IQ Sense, forma K80. (Catálogo FS 10 · 2004/2005, 2015, pág. 2/5).

5.3.3 Variador de Frecuencia

A continuación se selecciona un variador de frecuencia adecuado para los motores de los rodillos. La potencia de los motores es de 2[HP], o 1.5 [KW]. Se selecciona como proveedor a Siemens con su variador SINAMICS G110, con código: 6SL3211-0AB21-5AA1 y características siguientes:

- Potencia de 1.5 [kW] o 2 [hp].
- Corriente de entrada de 19.7 [A] a 230 [V].
- Corriente de salida de 7.8 [A].
- Control mediante señales analógicas.
- Filtro EMC integrado.
- Frecuencias de salida de 0-650 [Hz].
- Control V/f con parametrización del incremento de voltaje.
- 3 entradas digitales programables.
- 1 entrada analógica.
- 1 salida digital.

Adicionalmente, para la programación y puesta en marcha del variador de frecuencia SINAMICS G110, es necesario un Panel de Operador Básico (BOP por sus siglas en inglés), con código de parte 6SL3255-0AA00-4BA1 y que permite la parametrización rápida del variador. Solamente es necesario adquirir un BOP debido a que es intercambiable entre todos los variadores.



Figura 228. Variador de frecuencia SINAMICS G110. (SIEMENS, *SINAMICS Drives and SIMOTICS Motors for Single-Axis Applications*, 2015, pág. 3 sec. 3).



Figura 229. Panel Básico de Operador (BOP) (SIEMENS, *SINAMICS Drives and SIMOTICS Motors for Single-Axis Applications*, 2015, pág. 10 sec. 3).

El propósito del variador de frecuencia es obtener una rampa de aceleración y de desaceleración controlada. Para el caso de la máquina, estos valores son de 2 segundos de aceleración y de 0.5 segundos de desaceleración desde una velocidad cercana a la nominal (60Hz).

De igual manera, un variador de frecuencia inteligente permite aumentar el torque de arranque del motor mediante un incremento en el voltaje, y por ende de la corriente al momento del arranque. Esto resulta útil para los tubos más grandes que requieren de un arranque con una fuerza elevada. Adicionalmente, en caso de ser requerido, permite la programación de diferentes velocidades mediante la utilización de entradas digitales. Esto resulta útil si posteriormente se requiere que los tubos menos pesados se desplacen con mayor velocidad, o los más pesados con menor velocidad por razones de seguridad.

5.3.4 Pantalla Táctil.

La interfaz humano-máquina es un elemento importante en la automatización de la máquina, porque permite comunicar al operario con el proceso. Para nuestra aplicación, la información que necesita el controlador por parte del operador es el número de tubos así como su diámetro. De igual manera, el operador necesita saber el estado general de la máquina, por lo que la solución óptima es la utilización de un panel HMI de Siemens, Figura 230.

Debido a que el proceso no es de demasiada complejidad, en comparación a procesos de automatización más grandes, es suficiente un panel de control básico. Uno de los requisitos importantes es que pueda conectarse de manera simple con el PLC S7-1200 seleccionado anteriormente.

El panel táctil seleccionado es el modelo KTP400 Basic (segunda generación, con número de parte 6AV2123-2DB03-0AX0 debido a que posee las siguientes características especificadas en la Tabla 26.

Tabla 26

Características Técnicas HMI KTP400 Basic.

Información Técnica	KTP400 Basic
Pantalla	4.3 pulgadas TFT, 64K colores
Resolución	480 x 272 px
Elementos de control	Touch screen / 4 teclas de función
Memoria de Usuario	10 MB
Interfaces	1 x RJ 45 Ethernet for PROFINET / 1 x USB host
Grado de protección	IP 65, NEMA 4x (front if mounted) / IP 20 rear



Figura 230. Panel táctil KTP400 Basic (SIEMENS, SIMATIC HMI Panels , 2015).

El panel seleccionado se comunica con el PLC S7-1200 mediante el protocolo PROFINET, requiere de una alimentación de 24 [V] DC y es resistente al agua y polvo. Permitirá también contabilizar el total de tubos y mantener un histórico de producción.

5.3.5 Driver de motor a pasos.

El PLC S7-1200 es el encargado de realizar el control de los motores a pasos mediante los comandos ingresados en la pantalla de control, y utilizando las salidas rápidas. Es necesario colocar un driver de motor a pasos debido a que presenta importantes ventajas como lo son: capacidad de entregar una mayor corriente y el hecho de requerir un menor número de salidas de parte del PLC para mover los motores adecuadamente.

Los requerimientos del driver de motores son los siguientes:

- Manejar motores NEMA23.
- Capacidad de entregar una corriente de 6 amperios.
- Entradas a 5 [V] DC y 200 [kHz] y consumo menor a 100 [mA].
- Señal de dirección y de paso (pulso).

En base a los requerimientos, se selecciona el driver de motor a pasos de la marca Gecko Drives, el modelo escogido es el G201X (Figura 231) cuyas características se pueden ver en la Tabla 27.

Tabla 27

Características técnicas Driver G201X.

	Mínimo	Máximo	Unidades
Voltaje de Suministro	18	80	[V] DC
Corriente del Motor	0	7	[A]
Disipación de potencia	1	13	[W]
Temperatura de operación	0	70	[°C]
Inductancia del motor	1	50	[Mh]
Frecuencia de Entrada	0	250	[kHz]
Tiempo de pulso en "0"	4.5		[uS]
Tiempo de pulso en "1"	1		[uS]
Voltaje de señal	3.3	5	[V] DC

El driver seleccionado cumple con todos los requerimientos de operación, la corriente que consume cada entrada digital es de 2.5 [mA].



Figura 231. Driver de motores a pasos GeckoDrive G201X (*G201X / G210X Revision 6 Manual, 2015, pág. 1*).

El driver de motor a pasos deberá conectarse de manera directa con el módulo SB1222 del PLC como se muestra en el esquemático de la Figura 232. La frecuencia de pulso puede llegar hasta 100kHz. Las señales que necesita el driver por parte del sistema de control son: la dirección de giro, 0 o 1, dependiendo de la dirección requerida y una señal de pulso que indica que el motor debe rotar un paso en la dirección definida.

Adicionalmente, este driver permite la multiplicación de pasos mediante el uso de un dip-switch. Es decir, si el motor es de 1.8° por paso, este driver permite aumentar esa resolución utilizando el sistema de “micro step”. Sin embargo, aquella función no se utilizará en la aplicación debido a que la resolución normal del motor es suficiente para un buen posicionamiento del tope móvil.

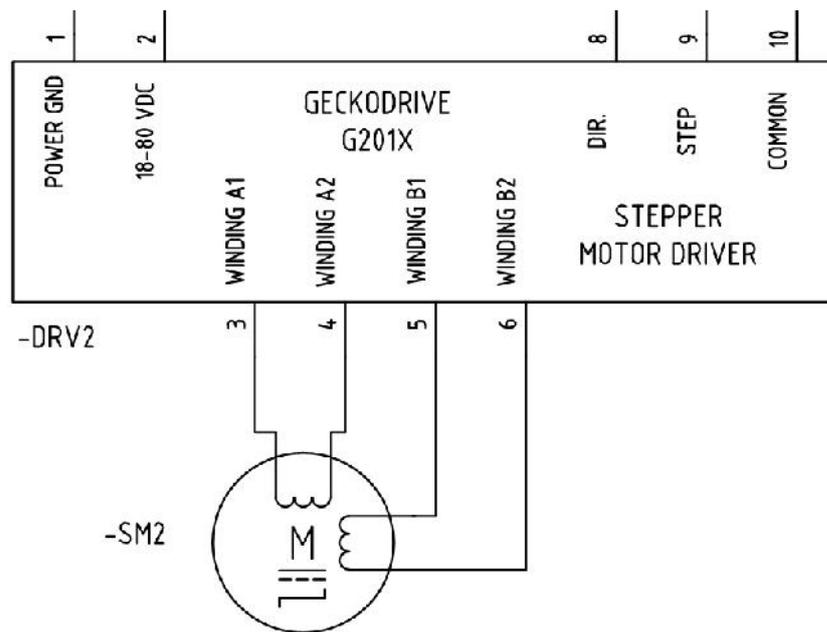


Figura 232. Esquemático de conexión eléctrica del driver de motor.

5.3.6 Protección eléctrica

Es necesario proteger a todos los equipos de sobre corrientes y de posibles daños eléctricos causados por ellas. Debido a esa razón, se colocarán disyuntores en las líneas de alimentación más importantes.

El modelo seleccionado para los disyuntores son de la serie 5SJ41-HG40 de Siemens (Figura 233), el código depende directamente de la corriente de corte. De acuerdo a la Tabla 28, se establece que se requieren 16 disyuntores de aquel modelo para cubrir los requerimientos de protección de los equipos.

Tabla 28

Listado de disyuntores requeridos.

Modelo	Cap.[A]	Cant.	Descripción	Plano
5SJ4106-7HG40	6	1	Embrague	7/8
		3	Alim. Motor a Pasos	1/8
5SJ4104-7HG40	4	1	Valv. Neumáticas.	
5SJ4102-7HG40	2	2	Valv. Neumáticas.	
		3	Alim. Valv. Neumáticas	1/8
		3	Alim. Embrague	1/8
		3	Alim. PLC	1/8



Figura 233. Disyuntor de la serie 5SJ41-HG40 (SIEMENS, *Product Profile: 5SJ4...-HG4. Miniature Circuit Breakers*, 2015, pág. 6/19).

Adicionalmente, para la protección de los motores trifásicos se establece que se requiere de disyuntores de mayor capacidad. El modelo seleccionado pertenece a la serie 3VT1 de Siemens (Figura 234), con capacidades de hasta 160 amperios. Para nuestra aplicación, la corriente de corte es de 20 amperios, con lo que el modelo de disyuntor seleccionado es el 3VT1 702-2DM36-0AA0. Entre sus características se encuentra que tiene una regulación en el disparo por sobrecarga térmica.

Además, tiene una curva característica de activación tipo “M”, diseñada especialmente para el arranque de motores.



Figura 234. Disyuntor de la serie 3VT1 (SIEMENS, 3VT Molded Case Circuit Breakers up to 1600 A , 2015, pág. 1).

De acuerdo al plano eléctrico número 6 de este modelo en específico se requieren 4 unidades para la protección de cada uno de los motores. Estos disyuntores tienen la capacidad de dispararse si detectan la falta de una de las fases del sistema trifásico, sin embargo el variador de frecuencia seleccionado requiere solamente de 2 fases para funcionar. La solución es pasar una de las fases dos veces por el disyuntor burlando la seguridad anterior.

CAPITULO 6: PROTOTIPO

En este capítulo se detallará de manera muy sencilla el proceso que se llevó a cabo para la construcción del prototipo de la máquina. A través de imágenes demostrativas y varias explicaciones necesarias para la parte de escalamiento, eléctrica-electrónica y programa de control.

6.1 Prototipo en lo mecánico

El prototipo fue diseñado para cargar tubos de 2 pulgadas de diámetro y 2 [mm] de espesor. Sus dimensiones totales son de 1.90 [m] de longitud y 1.08 [m] de ancho. Su altura máxima es de 25 [cm].

El prototipo primeramente fue diseñado en un software CAD/CAE para ver las ubicaciones, materia prima necesaria y en general para determinar los detalles y características del mismo antes de ser construido (Figura 235).

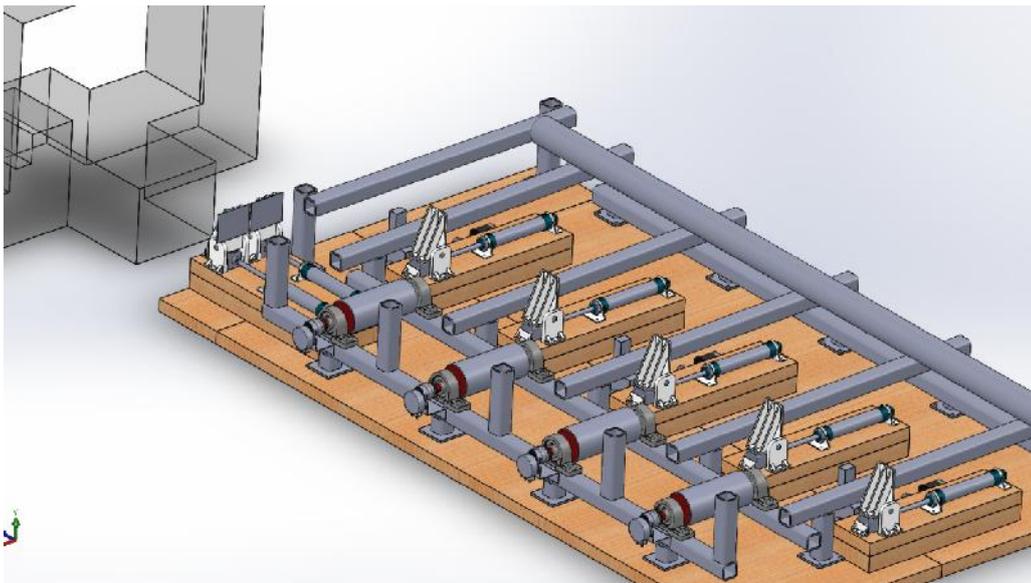


Figura 235. Prototipo en software antes de ser implementada su construcción.

El mecanismo tope fijo o mecánico del prototipo se lo realizó a una escala de aproximadamente 4:1 con algunas variantes (Figura 236). El tope, sus paredes, el tope inferior y las bases para el cilindro, se las fabrico a través de impresión 3D. El impulsador por otro lado se lo construyó a partir de un perfil tubo cuadrado de 38x38 [mm] y un cierto redondeo y en su extremo una tapa hecha de una placa de acero de 5 mm de espesor.

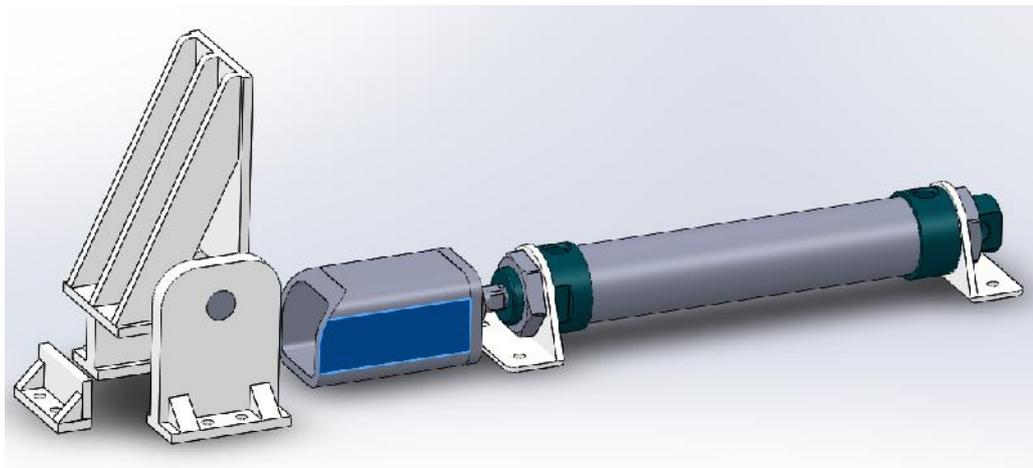


Figura 236. Detalle mecanismo "Tope fijo o mecánico"

El mecanismo tope móvil se lo implementó con lo siguiente:

- Bases para el tornillo sin fin, fabricadas en impresiones 3D.
- Rodamientos para el tornillo sin fin, adquiridos.
- Tornillo sin fin y su respectiva rosca, adquiridos.
- Mecanismo del seguro de un carro, que reemplaza al pistón abatible, adquirido.
- Motor a pasos: 2-phase hybrid stepping motor, kh42series con: alto torque, baja vibración y poco ruido, adquirido.
- Base del motor a pasos, adquirido.
- Alzas de las bases, fabricadas.
- Eje encaminador, fabricado.

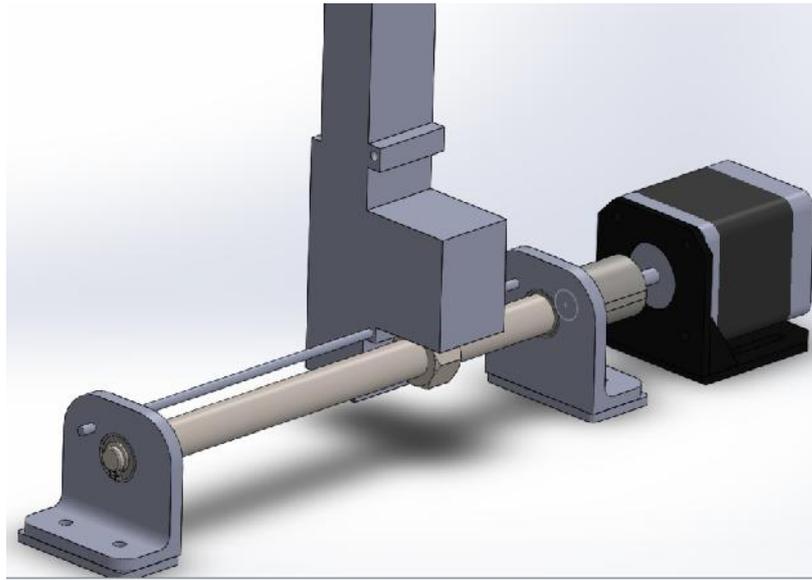


Figura 237. Detalle mecanismo “Tope móvil”

Los rodillos junto con su motores y embragues (Figura 238), se forman de 4 rodillos móviles suficientes para ejercer el movimiento de dos tubos de acero de 2 pulgadas de diámetro por 2 pulgadas de espesor. Los rodillos están fabricados de los siguientes elementos:

- Embragues electromagnético de impresora, 24 voltios y 4 watos. Adquiridos desde Japón.
- Motores Synchronous, 24 voltios y 4 watos.
- Chapa metálica para acople de motor.
- 2 chumaceras por cada rodillo, diámetro interno de 20 [mm].
- Tubo PVC y acople tapa interior, adquirido para posterior acople y fabricación. Se escogió este material por razones de peso.

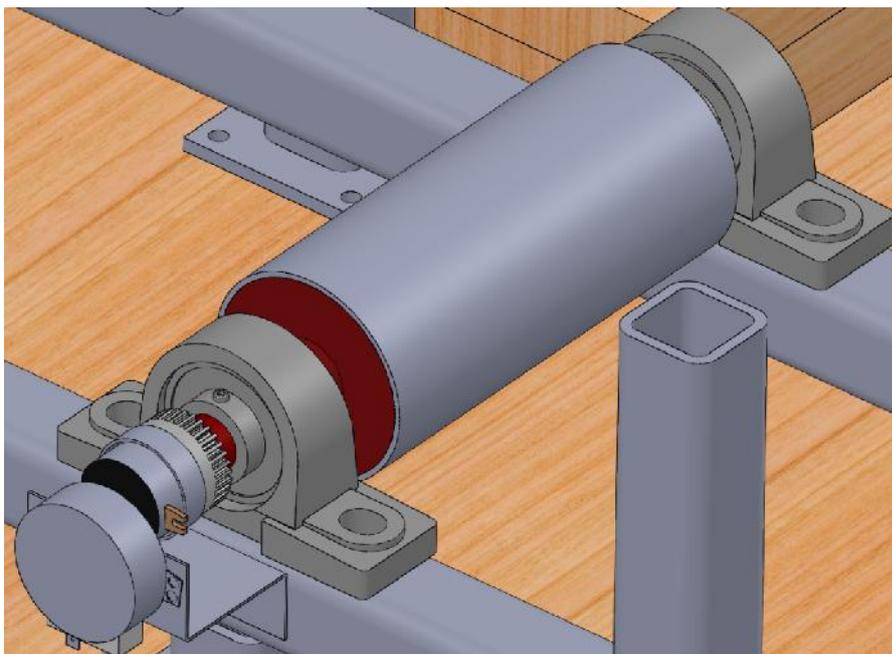


Figura 238. Detalle rodillo motorizado junto con su respectivo embrague.

El mecanismo nivelador está formado por dos mecanismo tope fijo, adicionado dos placas para la correcta nivelación (Figura 239).

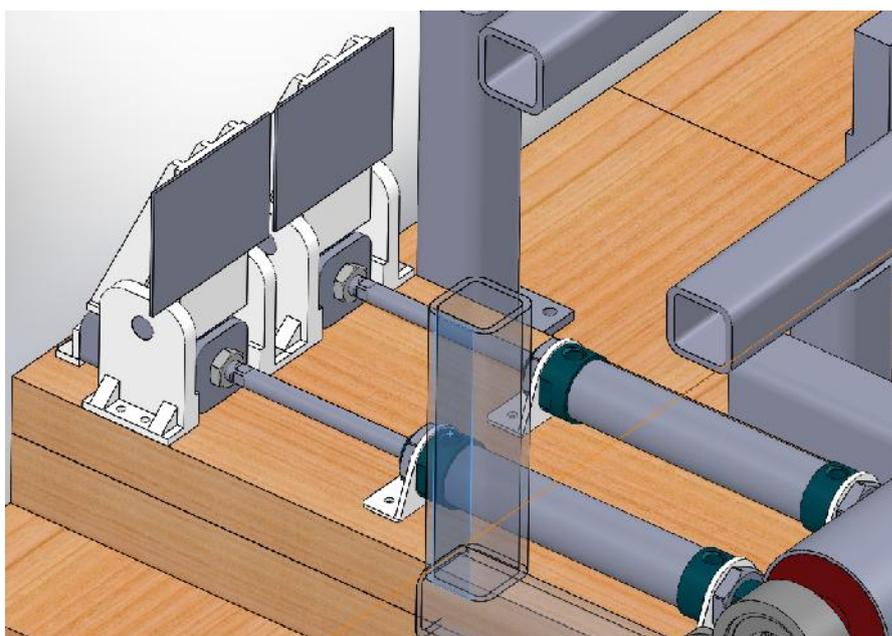


Figura 239. Detalle de los respectivos niveladores.

6.2 Escalamiento

Con respecto a las dimensiones de la mesa:

- Mesa de almacenamiento en el prototipo será de 786 [mm] y la mesa real es de 2904 [mm] es decir un factor de reducción de 3.69.
- Al igual, respecto a la distancia donde ubicar el tope para coincidir con las simulaciones y no afectar los parámetros establecidos, se reducirá un factor de 3.88. Los tubos tendrán un recorrido donde trasladarse de 2173.29 [mm] en la máquina real y en el prototipo deberán tener un recorrido de 560 [mm] aproximadamente. Si se utiliza el mismo factor de 3.69, el mecanismo tope móvil sería muy grande y no alcanzaría en otras medidas posteriores.
- El prototipo de la mesa de almacenamiento en su punto más alto tendrá la medida de 119 [mm] y en la máquina real tiene una medida de: 660 [mm] es decir un factor de reducción de 5.54.
- El prototipo de la mesa de almacenamiento en su punto más bajo, provocado por el ángulo de 1 grado de inclinación, tendrá la medida de 107 [mm] y en lo real tiene la medida de 616 [mm] es decir un factor de reducción de 5.75.

Con respecto a las dimensiones que involucran diámetro y largo del tubo, con el que se trabajará en el prototipo:

- En la mesa original como se sabe el diámetro del tubo es de 339.725 [mm] y el tope fijo sobresale un valor de 426.27 sobre el rodillo. Es decir un factor de 1.25 sobre el valor del diámetro. Como sabemos utilizaremos un tubo de máximo diámetro de 50.8 [mm] es decir que lo que tiene que sobre salir del rodillo el tope rígido es de 63.5 [mm] aproximadamente.

- El ancho de la mesa se lo simuló a partir del tubo con el que se va a trabajar en el prototipo. De esta manera si en la vida real se trabaja con un tubo de 1.68 [m] y en la vida real trabajamos con un tubo de 12 [m], la reducción es de 7.14. Por tanto, la separación entre las vigas de la mesa de almacenamiento en la máquina real es de 2294 [mm] a un factor de 7.14, la separación será de aproximadamente 320 [mm] para el prototipo.
- De igual manera el alto y el ancho del tope se los obtendrán a partir de las medidas del tubo. Siendo el diámetro del tubo igual a 50.8 [mm] y considerando que en la vida real se realizó un tope que sobresalga más de la mitad del diámetro del tubo por seguridad, en el prototipo de igual manera, sobresaliendo en promedio 41.71 [mm].
- La longitud de los rodillos responde a la dimensión de la máxima cantidad de tubos que deberá abastecer la mesa de alimentación, la cual será un máximo de 101.6 [mm] de los dos tubos de máximo diámetro. Es así como se pueden obtener las medidas respectivas de los rodillos. En la vida real se tiene que el rodillo mide 935 mm y manejan diámetros de 13 3/8 pulgadas lo cual da una distancia de 679.45 [mm] es decir es el 72.66 [%] del valor total del rodillo. Al nosotros tener 101.6 [mm] el valor total del rodillo deberá ser de 170 [mm] aproximadamente.
- El factor de escala de la sierra es de 4.36. La distancia de la sierra a los niveladores responden al mismo factor de escalamiento que el tubo más largo. Es decir 7.40 considerando que se trabaja con un tubo de 1.62 metros.

Especificaciones del tope fijo:

- La separación que tiene el tope del perfil en la vida real es de 40.5 [mm] con un factor de escalamiento de 7.14 respecto al ancho del mecanismo, el prototipo tendrá un valor de 5.7 [mm], pero topa con la pared por tanto se dará la distancia mínima de 12 [mm]. para que entren los mecanismos sin problema
- El valor del tope en la máquina real tiene dimensiones de 294.10 [mm] en donde sobresale de la mesa un valor de 179.86 [mm] y por debajo de la mesa se esconde 114.24 [mm] siendo este valor el 38.84% del valor real. El tope medirá como se mencionó 15.58 [cm] por tanto sobresaldrá de la mesa 9.5 [cm] y por debajo de la mesa habrá 6 [cm] aproximadamente al redondear los valores.
- Dimensiones del tope: 15 cm de alto. Y de ancho, por otro lado en la maquina real, el tope tiene una dimensión de 150 [mm] que resultara en 114.06 [mm] es decir un valor de 11.4 [cm].

Rodillos:

- Limitadores de los rodillos: Sobresale 34 [mm] y en el prototipo en la vida real sobresale: 189.95 [mm]. El 189.95 es el 20% de 935. Por tanto el 20% de 170 es 34.
- Rodillos contruidos en PVC por lo liviano y fácil de su acople.
- Embragues y motores dimensionados para que logren mover el peso de un tubo de poste de 2 [mm] de diámetro y 2 [mm] de espesor, peso de aproximadamente 24 [Kg].

6.3 Prototipo mecánico en imágenes

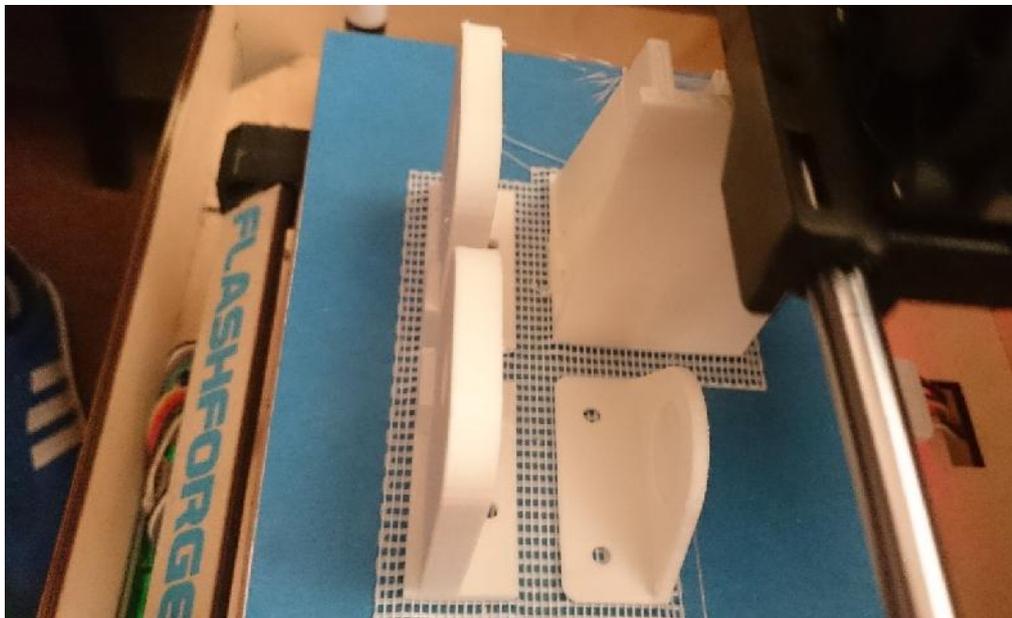


Figura 240. Impresión en 3D.



Figura 241. Trabajo en el laboratorio de la Universidad Politécnica del Ejército- Espe.



Figura 242. Impulsadores en su fabricación.



Figura 243. Pistones en su fabricación.

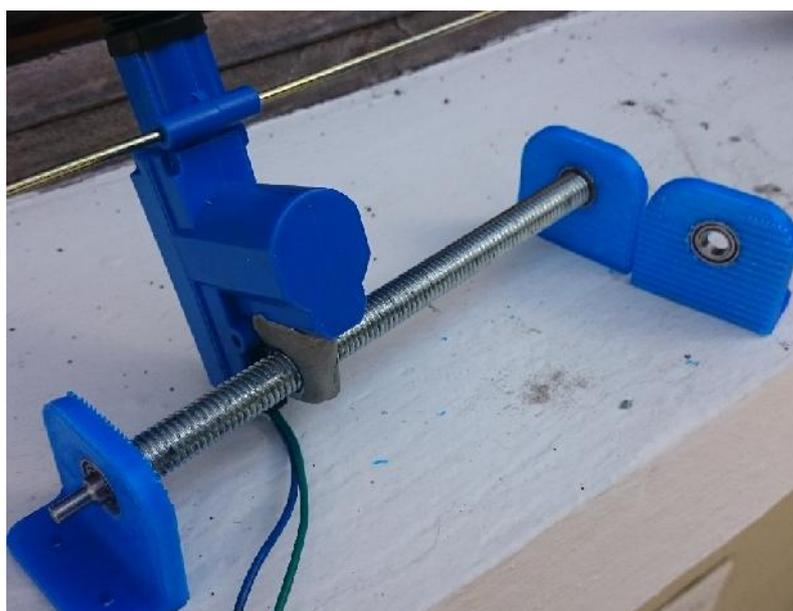


Figura 244. Mecanismo tope móvil en su fabricación.



Figura 245. Rodillos en su fabricación y prueba de resistencia de tope fijo.



Figura 246. Perfiles antes de ser soldados.



Figura 247. Comprobación de medidas y colocación de cada uno de los perfiles una vez que fueron soldados.



Figura 248. Pruebas del deslizamiento del tubo por la respectiva inclinación de un grado de la mesa.



Figura 249. Verificación de medidas una vez ubicado todos los perfiles de la máquina sobre la base del prototipo.



Figura 250. Accidente sufrido por la caída de la base del prototipo a la carretera.



Figura 251. Nueva fabricación de la base para el prototipo, bastante más costosa pero estéticamente muy superior a la destruida.



Figura 252. Atornillado y ubicación de cada uno de los mecanismos a la mesa.



Figura 253. Parte mecánica culminada.



Figura 254. Parte mecánica culminada 2.



Figura 255. Inicio del cableado tanto neumático como eléctrico.



Figura 256. Últimos detalles del prototipo final.



Figura 257. Prototipo Final.

6.4 Prototipo en lo neumático, eléctrico y electrónico.

6.4.1 Neumático.

Al igual que en la parte mecánica, se trató de realizar el prototipo lo más parecido a la realidad. En la parte neumática no fue tan sencillo asemejar el prototipo a la realidad, debido a que todos los elementos neumáticos fueron importados desde China y Estados Unidos.

Entre los elementos neumáticos que se utilizaron se encuentran:

- Dos placas de 5 válvulas 5/2 vías de 15*8 [cm]. Código 2v210-08.
- 9 cilindros neumáticos diámetro 25 [mm] y 100 [mm] de recorrido. Código MAL 25X100. Figura 243.
- 14 válvulas estranguladoras.
- 18 racores para conexión.
- 15 metros de manguera neumática de 6 [mm] de diámetro y 2 metros de 8 [mm] de diámetro.
- T para la distribución a las 2 placas distribuidoras.
- Varias amarras.



Figura 258. Placas de 5 válvulas 5/2 vías. (Amazon, 2015).



Figura 259. Válvulas estranguladoras. (Amazon, 2015).



Figura 260. Racores para conexión. (Amazon, 2015).

Evidencias de conexiones neumáticas en el prototipo. Figura 261, Figura 262 y Figura 263:



Figura 261. Evidencia de conexión neumática 1.

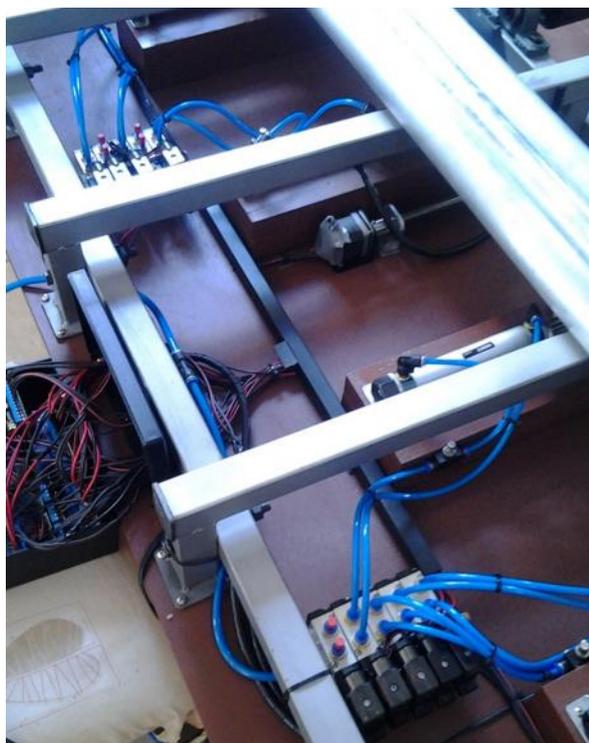


Figura 262. Evidencia de conexión neumática 1.



Figura 263. Evidencia de conexión neumática 3.

6.4.2 Eléctrico y electrónico

Para la realización del prototipo de la máquina, no se utilizó un controlador lógico programable como el utilizado en la máquina real, se utilizó una alternativa de control de menor costo basada en la plataforma Arduino. El Arduino seleccionado es el siguiente:

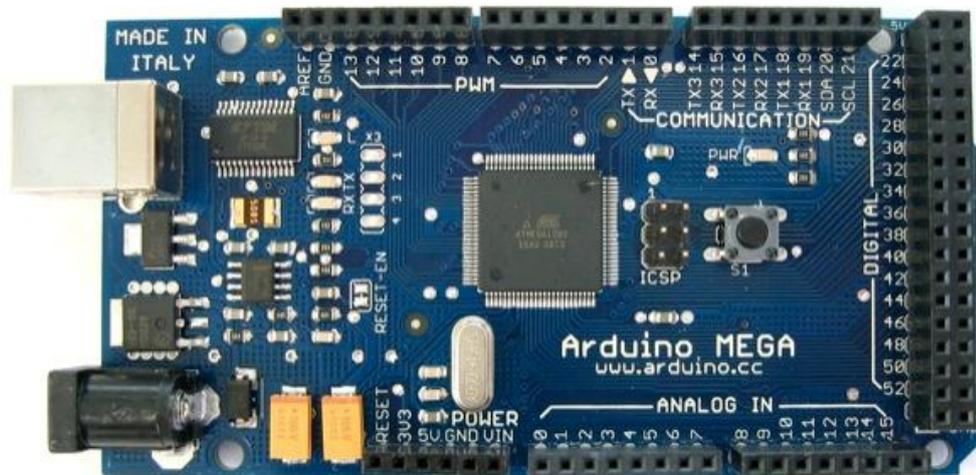


Figura 264. Arduino Mega (Arduino, 2015).

El Arduino MEGA (Figura 264) posee las siguientes características:

- Microcontrolador ATmega1280
- Voltaje de operación 5 [V]
- Voltaje de entrada recomendado 7-12 [V]
- Entradas/Salidas digitales: 54 (15 permiten salidas PWM)
- Entradas Analógicas: 16
- Corriente por pin: 40 [mA].
- Frecuencia de Reloj: 16 [MHz]
- UARTs (Puertos seriales).
- Conexión USB.

El propósito de la placa Arduino es permitir el control de los elementos mecánicos y eléctricos, mediante el uso de una computadora con pantalla táctil como interfaz de usuario. Esto se lo realiza mediante comunicación serial entre el controlador y la computadora.

Uno de los elementos más importantes en el control de los mecanismos, es el control de los motores a pasos. Para esto se requiere de un driver de motor a pasos, que permite la comunicación entre el controlador de baja potencia, con los motores a pasos, de potencia mayor. El driver de motores seleccionado es un módulo basado en el módulo A4988 (Figura 265).



Figura 265. Driver de motor a pasos modelo A4988. (Pololu, 2015).

Usualmente manufacturado por la empresa Pololu, en la actualidad han aparecido imitaciones de procedencia China de menor precio y de calidad similar. Las características del driver de motor a pasos son las siguientes:

- Voltaje mínimo de operación: 8 [V]
- Voltaje máximo de operación: 35 [V]
- Corriente continua por fase: 1 [A]

- Corriente máxima por fase: 2 [A]
- Resolución de microstep: paso completo, 1/2, 1/4, 1/8 y 1/16.
- Voltaje lógico: 3-5 [V].

Una de las ventajas principales del driver de motor a pasos A4988 es la capacidad de regular la corriente que se envía al motor a pasos, mediante el uso de un potenciómetro incluido en la placa. Con esto se puede utilizar voltajes mayores, a los que indica la placa del motor a pasos, sin dañar el mismo. De igual manera, permite el control de los motores a pasos solamente con dos señales: la de dirección y la de pulso o paso. Es decir, cada cambio de estado del “pin de paso”, significa un paso en la dirección determinada por el otro pin de control, “pin de dirección”.

Se diseñó un circuito impreso (Figura 266) en el que se coloca adicionalmente un capacitor electrolítico de 47 [uF] y 50 [V] con el fin de que suministre la energía adicional que pueden requerir los motores.

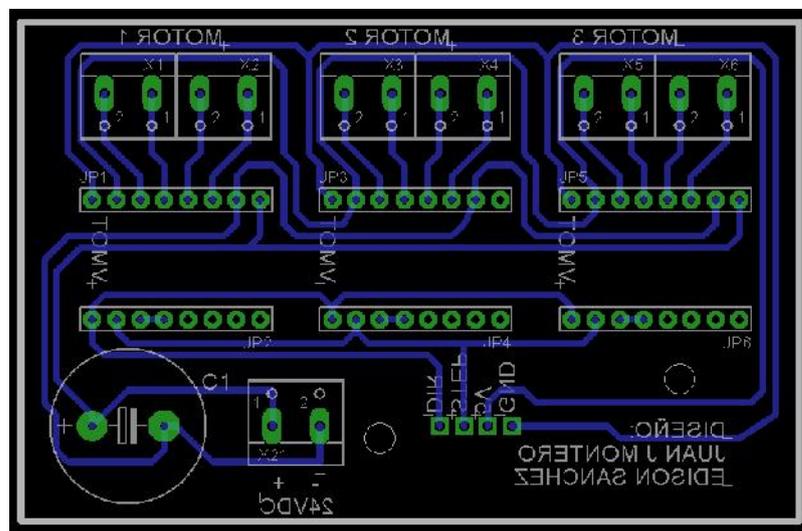


Figura 266. Placa de control de Motores a pasos.

Para el manejo del tope móvil fue necesario utilizar un puente en H utilizando relés, esto debido a que la corriente que necesitan los motores que controlan la salida y el retroceso del tope móvil es muy superior a la que es capaz de conmutar un puente h comercial de bajo costo.

Para conectar los fines de carrera de los diferentes pistones es necesario realizar una placa de acondicionamiento (Figura 268), debido a que los fines de carrera son elementos que conmutan mecánicamente y generan una señal intermitente. Para evitar que esta situación afecte la lectura de la señal por parte del controlador, se coloca un circuito anti-rebote. El circuito consiste en un capacitor y una resistencia que actúan como filtro de frecuencias altas.

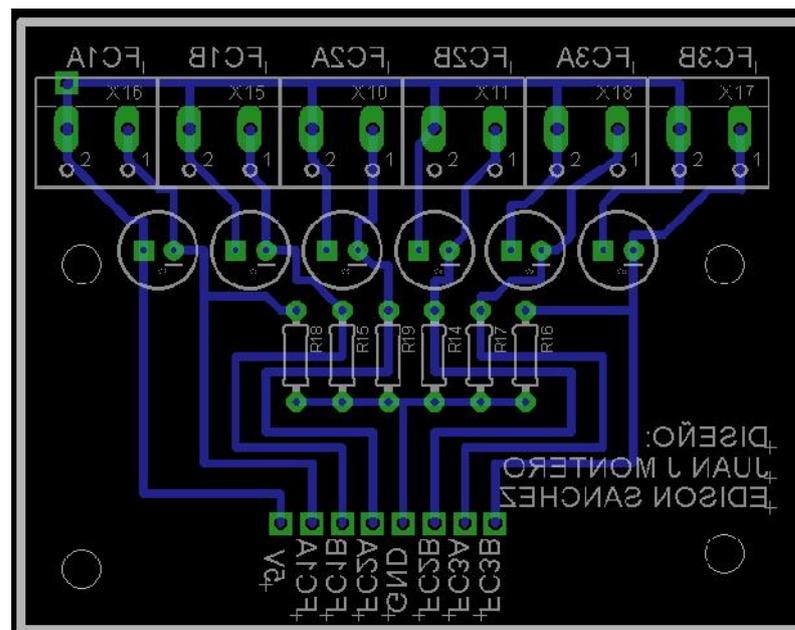


Figura 268. Placa de acondicionamiento de Fines de Carrera.

De igual manera, para manejar a los sensores infrarrojos seleccionados es necesario diseñar un circuito que permita acondicionar la señal analógica del fototransistor (Figura 269), y convertirla a una señal digital mediante el uso de un amplificador operacional conectado como comparador.

Cabe recalcar, que es necesario calibrar la sensibilidad del sensor mediante el uso de un potenciómetro. Esto con el fin de que a diferentes tipos de luz el sensor tenga una respuesta adecuada.

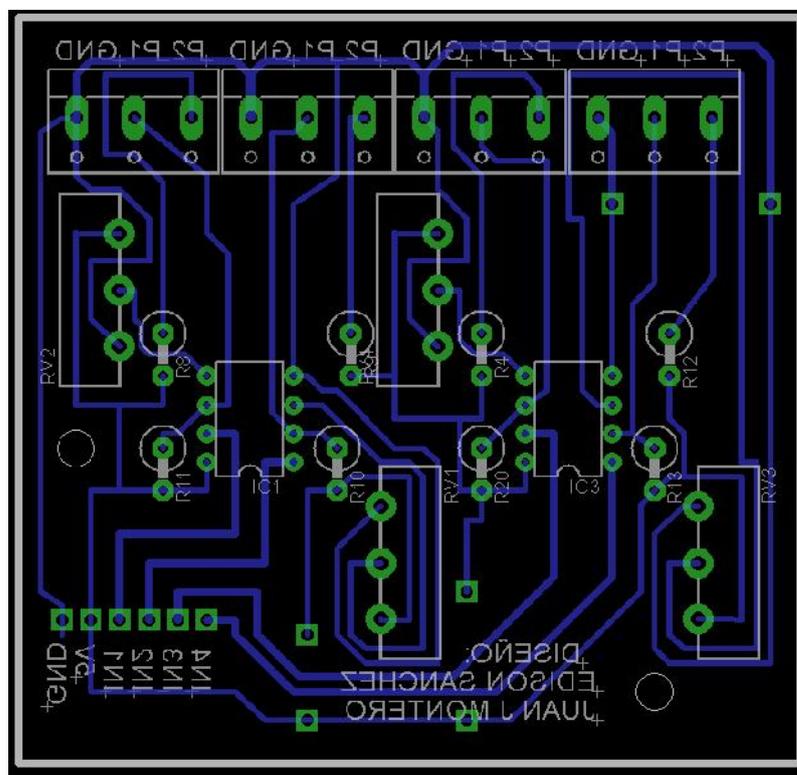


Figura 269. Placa de acondicionamiento sensores fotoeléctricos.

Con la finalidad de que la máquina se pueda operar de manera semi automática, se necesita del ingreso de ciertos parámetros por parte del operador, específicamente del diámetro y el número de tubos que desea seleccionar para su posterior paso a la sierra. Además, se requiere de un pulsador de paro de motores cuando el operador identifica que ya se han nivelado los tubos. Es necesario también un botón de paro general de la máquina, esto por temas de seguridad tanto del operador como de las instalaciones de la empresa.

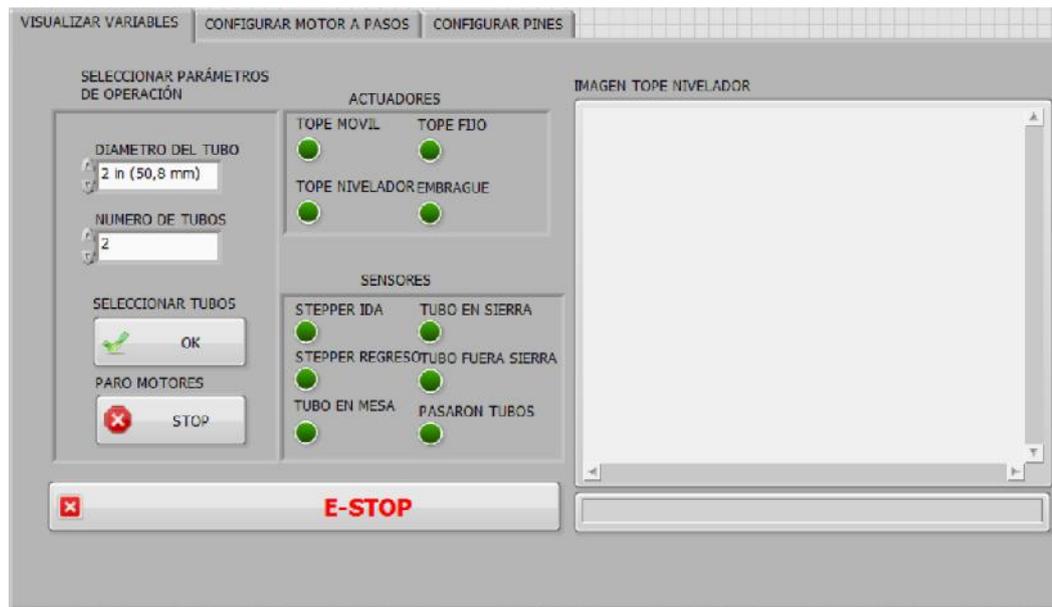


Figura 270. HMI pantalla 1.

La interfaz de usuario está compuesta por tres pantallas principales donde el operario de la máquina solamente tendrá acceso a la primera pantalla de “Visualizar Variables”. Las pantallas de “Configurar Motor a Pasos” y “Configurar Pines” están reservadas para operarios con credenciales superiores, esto debido a que en esas pantallas se configuran parámetros determinantes de operación.

En la pantalla de “Visualizar Variables” (Figura 270), el operador es capaz de manejar la máquina en su totalidad y en ella se encuentran los siguientes elementos importantes:

- Menú de selección de diámetro de tubo.
- Menú de selección de número de tubos.
- Botón de inicio de selección de tubos.
- Botón de Paro de Motores.
- Botón de Paro de Emergencia.
- Pantalla de visualización de estado de nivelación de tubos.

Adicionalmente, se muestra mediante indicadores luminosos el estado del sistema. Los indicadores dependen directamente de los diferentes actuadores y sensores que posee la máquina. Esto con la finalidad de que el operario pueda identificar alguna anomalía e informe a quien corresponda.

En la pantalla de “Configurar Motor a Pasos” (Figura 271) se definen los siguientes parámetros:

- Velocidad de traslación del motor a pasos (pasos/segundo).
- Aceleración del motor a pasos (pasos/segundo²).
- Puerto serial para comunicación con el Arduino.
- Base de datos con información acerca del número de pasos que debe trasladarse el mecanismo de tope móvil para seleccionar una determinada cantidad de tubos de cierto diámetro.
- Indicadores de pasos de ida y pasos de regreso con fines de depurar código e identificar problemas.

PARAMETROS STEPPER

VELOCIDAD (PASOS/SEG) ACELERACION (PASOS/SEG²) PUERTO SERIAL DE TARJETA

DATABASE PASOS POR TUBO

0	1270	2540	3810	5080	6350	7620	8890	10160	11430
0	2540	5080	7620	10160	12700	0	0	0	0
0	3810	7620	11430	0	0	0	0	0	0
0	5080	10160	0	0	0	0	0	0	0
0	6350	12700	0	0	0	0	0	0	0

INFORMACION STEPPER

PASOS IDA PASOS REGRESO

Figura 271. HMI pantalla 2.

En la pantalla de “Configurar Pines” (Figura 272), se definen los siguientes parámetros:

- Pines a los que están conectados los Actuadores.
- Pines a los que están conectados los fines de carrera.
- Pines a los que están conectados los sensores fotoeléctricos.
- Pines a los que están conectados los indicadores luminosos.
- Cámara, a la que está conectado el programa.

The screenshot shows the 'Configurar Pines' (Configure Pins) screen with the following sections and parameters:

ACTUADORES	FINES DE CARRERA TOPE MOVIL	FIN DE CARRERA TOPE FIJO	INDICADORES LUMINOSOS	SENSORES ADICIONALES
PIN TOPE MOVIL UP: 24	PIN FC TOPE MOVIL ARRIBA: 37	PIN FC TOPE FIJO ARRIBA: 33	PIN FOCO 1 V: 28	PIN SENSOR PASARON TUBOS: 3
PIN TOPE MOVIL DOWN: 23	PIN FC TOPE MOVIL ABAJO: 36	PIN FC TOPE FIJO ABAJO: 32	PIN FOCO 2 R: 27	PIN SENSOR TUBO EN MESA: 0
PIN TOPE MOVIL ENABLE: 22	CAMARA SELECCIONADA: cam1		PIN FOCO 3 A: 26	PIN SENSOR TUBO FUERA SIERRA: 1
PIN TOPE FIJO: 31	FINES DE CARRERA TOPE NIVELADOR		PIN FOCO 4: 25	PIN SENSOR TUBO EN SIERRA: 2
PIN TOPE NIVELADOR: 30	PIN FC TOPE NIVELADOR ARRIBA: 35			
PIN EMBRAGUE: 29	PIN FC TOPE NIVELADOR ABAJO: 34			

Figura 272. HMI pantalla 3.

CAPITULO 7: EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA

7.1 Evaluación económica

Costos directos

Se determina que los costos directos son lo que influyen directamente en el costo de la construcción de la máquina, y pueden ser de 4 tipos:

- Costo de materiales directos, son aquellos que están físicamente presentes en la máquina como por ejemplo: tornillos, pernos, perfiles, estructuras, etc.
- Costos de materiales indirectos, son aquellos materiales que intervienen en el proceso de construcción como por ejemplo: brocas, lijas, electrodos, cuchillas de torno, etc.
- Costo de uso de máquinas-herramientas, es aquel rubro que se gasta máquinas necesarias para la construcción como por ejemplo: tornos, soldadoras, fresadoras, taladros, rectificadoras, etc.
- Costo de mano de obra, es el rubro del tiempo invertido por el personal en la fabricación, montaje, calibración, etc., de la máquina en general. Se la calcula por hora de trabajo de cada una de las personas involucradas.

Costos indirectos

Se toma el rubro de gastos indirectos a aquellos costos que no forman parte de la máquina pero se utilizan para el correcto desempeño de la construcción de la máquina como: servicios básicos, movilización, gastos administrativos, imprevistos, etc.

Por tanto la suma de los costos anteriores nos da el resultado el valor total de la máquina y se desglosa de la siguiente manera, Tabla 29:

Tabla 29

Costo de materiales directos.

	NOMBRE	MODELO/PLANO	Cantida d Unitaria	Número de mecanismos	Cantidad TOTAL	Costo Unitari o	Costo total
1	Tope Mecánico	.../MCT-15-01 Y MCT-15-	1	5	5	60	300
2	Tope Mecánico Nivelador	.../...	1	2	2	55	110
3	Bujes	15-08	2	7	14	47	658
4	Estructura Base	04	2	7	14	30	420
5	Empujador	.../MCT-15-06	1	7	7	40	280
6	Tope inferior	.../MCT-15-07	1	7	7	8	56
7	Pies de fijación	15-08	2	7	14	25	350
8	cabeza de rótula	M16*1.5/MCT-15-08	1	7	7	35	245
9	Fuelle	553317 DADB-V6-50- S176-250/MCT-15-08	1	7	7	30	210
10	Eje	.../MCT-15-08	1	7	7	25	175
11	Piston	659480 DSBC-50-250-D3- PPVA-N3/MCT-15-08	1	7	7	279	1953
12	Caucho	.../MCT-15-02A	1	7	7	56	392
13	Pernos M10 L45	DIN 8.8/...	10	7	70	0,25	17,5
14	Tuercas M10	DIN 8.8/...	10	7	70	0,25	17,5
15	Anillos de retención M16	DIN 471/...	4	7	28	0,25	7
16	Protección	.../MCT-15-28	1	7	7	15	105
17	Mesa soporte Mesa soporte mecanismo nivelador	.../MCT-15-09	1	5	5	150	750
18		.../MCT-15-19	1	2	2	140	280
19	Apoyo Inferior	.../MCT-15-13	1	3	3	15	45
20	Guía Lineal	LLRHC-XX-LA/...	1	3	3	350	1050
21	apoyo vertical	.../MCT-15-14	1	3	3	15	45
22	husillo de bolas	SFU-1605/...	1	3	3	17	51
23	riel	LLRHC-XX-LA/...	1	3	3	150	450
24	base del motor	.../MCT-15-16	1	3	3	15	45
25	soporte motor	NEMA 23/...	1	3	3	7	21
26	motor a pasos	NEMA 23 m-2218-6.0-s/...	1	3	3	50	150
27	acople motor 6.35mm a 10mm	-	1	3	3	5	15
28	Chumacera 2/rodamientos	BK12-7001Z/...	1	3	3	12	36
29	Eje	.../MCT-15-15A	1	3	3	10	30
30	Apoyo Superior	.../MCT-15-15	1	3	3	15	45
31	Cilindro neumático tipo DFST	555 573 DFST-63-30-DL- Y4-A/...	1	3	3	1000	3000
32	Chumacera 1/rodamiento	BF12-6000Z/...	1	3	3	6	18
33	Base chumacera BF12	.../MCT-15-17	1	3	3	25	75
34	Protección chumacera BF12	.../MCT-15-26	1	3	3	15	45
35	Protección motor a pasos	.../MCT-15-27	1	3	3	15	45
36	Pernos M3 L20	DIN 24017/...	6	3	18	0,25	4,5
37	Pernos M5 L25	DIN 24017/...	6	3	18	0,25	4,5

38		Tuercas M5	DIN 24032/...	6	3	18	0,25	4,5	
39		Pernos M8 L25	DIN 24017/...	2	3	6	0,25	1,5	
40		Tuercas M8	DIN 24032/...	2	3	6	0,25	1,5	
41		Pernos M10 L40	DIN 24017/...	4	3	12	0,25	3	
42		Tuercas M10	DIN 24032/...	4	3	12	0,25	3	
43		Pernos M6 L25	DIN 24017/...	4	3	12	0,25	3	
44		Pernos M3 L10	DIN 24017/...	4	3	12	0,25	3	
45		Tuercas M3	DIN 24032/...	6	3	18	0,25	4,5	
46		Pernos M6 L40	DIN 24017/...	8	3	24	0,25	6	
47		Tuercas M6	DIN 24032/...	12	3	36	0,25	9	
48		Pernos M3 L25	DIN 24017/...	2	3	6	0,25	1,5	
49	M E C A N I S M O 3	Motor 2HP	BN90LA4/...	1	4	4	400	1600	
50		Reductor	VF 130_64/...	1	4	4	1100	4400	
51		Embrague	PCC-1225/...	1	4	4	1000	4000	
52		g Browning Bushing Browning Q1	180-0054 /...	1	4	4	47	188	
53		Bushing Dogde (Baldor)	180-0275 /...	1	4	4	47	188	
54		Eje reductor	.../MCT-15-24	1	4	4	80	320	
55		Base Motor	.../MCT-15-25	1	4	4	80	320	
56		Pernos M16 L50	DIN 24017/...	4	4	16	0,25	4	
57		Tuercas M16	DIN 24032/...	4	4	16	0,25	4	
58		Pernos M12 L40	DIN 24017/...	4	4	16	0,25	4	
59		Tuercas M16	DIN 24032/...	4	4	16	0,25	4	
60		E l e c t r i c o - E l e c t r ó n i c o	PLC SIEMENS y módulos extras	Siemen/: PLC S7-1200 CPU 1214 DC/DC/DC	1	1	1	1700	1700
61			Válvulas distribuidoras	MFH-5/2-D-1-Fr-C/...	1	7	7	74	518
62			Válvula especial para cilindro del tope móvil	FESTO DFST/ 164 897 ZVA-2	1	3	3	220	660
63			cable conecto válvula especial	FESTO DFST/193 457 KMEB-1-24-10-LED	1	3	3	40	120
64	Sensores para tope móvil		FESTO DFST/574335 SMT-8M-A-PS-24V-E-2,5-	2	3	6	28	168	
65	Pulsadores y selectores		-	1	5	5	2	10	
66	Relés		-	7	2	14	9	126	
67	Cajas de control		-	1	2	2	80	160	
68	Cámara		-	1	1	1	60	60	
69	Sensor 1		Siemens/ Opto-Bero con IQ Sense, forma K80	4	1	4	100	400	
70	Variador de frecuencia		Siemes/ SINAMICS G110.	4	1	4	280	1120	
71	Panel Básico de Operador		SIEMENS/SINAMICS BOP	1	1	1	55	55	
72	Pantalla táctil de control		SIEMENS/KTP400 Basic	1	1	1	200	200	
73	Drivers motor a pasos		SIMATIC HMI Panels G201X	1	3	3	75	225	
74	Extras electricos (baquelitas, cable, disyuntores, elementos de potencia, etc.)		-	1	1	1	500	500	
							TOTAL: 28595,5		

Tabla 30

Costos de máquinas herramientas.

Maquinas Herramienta			
Descripción de rubros	Cant.	Costo Unitario.	Subtotal
Servicio y uso de máquinas herramienta de Sertecpet S.A	240	20	4800
TOTAL			4800

Tabla 31

Costos de mano de obra.

Descripción de rubros	Mano de obra		Subtotal
	Cant.	Costo Unitario.	
Servicio y uso de máquinas herramienta de Sertecpet S.A	720	5	3600
TOTAL			3600

Tabla 32

Costos de diseño.

COSTOS DE DISEÑO			
ITEM	COSTO AL MES	TIEMPO	SUBTOTAL
DISEÑO DE LA MÁQUINA	600	5	3000
IMPRESIONES	200	1	200
TOTAL			3200

Tabla 33

Costos Indirectos.

COSTOS INDIRECTOS	
ITEM	SUBTOTAL
Energía Eléctrica	300
Agua	20
Internet	25
Transporte	150
Alimentación	80
Hospedaje	200
TOTAL	775

Tabla 34

Costo total del proyecto.

COSTO TOTAL DEL PROYECTO TREN DE RODAJE	
ITEM	SUBTOTAL
Costos directos	28595,5
Costos indirectos	775
Costos de diseño	3200
Costos de maquinas herramienta	4800
Costo de mano de obra	3600
Total sin imprevistos	40970,5
Imprevistos (10%)	4097,05
TOTAL FINAL	45067,55

Se considerará el costo total del proyecto para la evaluación financiera del mismo, debido a que no se puede considerar la construcción de la máquina como la producción de un producto en sí.

7.2 Evaluación financiera

Se la realizará con el fin de obtener y determinar qué tan rentable es el proyecto de inversión. Para esto se calculará el valor neto actual y la tasa interna de retorno.

7.2.1 Valor actual neto (VAN)

Consiste en calcular el valor presente de un determinado flujo de caja futuro, el cual se origina por una inversión.

$$V. = \sum_{t=0}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0$$

Donde BN es el beneficio neto del flujo del periodo t, I_0 es la inversión inicial, n es el número de años e i es el interés activo empresarial (9.43%⁶).

⁶ Obtenido del Banco Central del Ecuador, vigente para el año 2015.

Tabla 35

Utilidades netas por cortado de tubos

PIPE SIZE	Utilidad por tubo cortado	tubos cortados al mes	tubos cortados al año	Utilidad anual
2	5	40	480	2400
2,5	5	70	840	4200
3	5	80	960	4800
3,5	5	100	1200	6000
4	5	20	240	1200
5	5	45	540	2700
6	5	80	960	4800
8	5	60	720	3600
10	5	10	120	600
12	5	75	900	4500
14	5	120	1440	7200
TOTAL USD				42000

Se han tomado datos aleatorios de todos los diámetros que se manejan en la empresa. Los datos son aleatorios debido a que por mes se trabaja por lotes y no necesariamente se cortan todos los diámetros en un mes. De todas maneras se evaluó el corte aproximado por año y se distribuyó para los diámetros existentes de tubería.

La inflación tomada en cuenta produce un incremento del 10% anual y se evaluar con una proyección de 5 años, de esta manera se obtuvo el valor neto actual.

Tabla 36

Cálculo del VAN, TIR, R B/C, periodo de recuperación.

año	ingresos	egresos	FLUJO DE FONDOS= ingresos-egresos	TMAR= 12%	12%
				FLUJO DE FONDOS ACTUALIZADO	FLUJO DE FONDOS ACTUALIZADO ACUMULADO
0	0	45067,55	-45067,55	-45067,55	
1	42000	20000	22000	19642,85714	19642,85714
2	42000	21000	21000	16741,07143	36383,92857
3	42000	22000	20000	14235,60496	50619,53353
4	42000	23000	19000	12074,84349	62694,37702
5	42000	24000	18000	10213,6834	72908,06042
				27840,51042	

CUADRO RESUMEN NORMALES			
TIR %	36%	TIR>TMAR	VALORES CUMPLEN Y JUSTIFICAN INVERSION
VAN	\$ 27.840,51	VAN>=0	
R B/C	1,617750697	R B/C>1	
PERIODO DE RECUPERACION	Si se recupera!!!!	se Justifica el financiamiento	

Como se puede observar para justificar la inversión de cierto capital el TIR primeramente tiene que ser mayor a la tasa de interés activa vigente cumpliendo ampliamente con este rango. El VAN debe ser positivo y esto cumple con un amplio rango. Y el valor beneficio costo simplemente tiene que ser mayor a la unidad. Por tanto la empresa tomando este análisis como referencia justificaría su inversión.

CAPITULO 8: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones diseño máquina y prototipo.

1. Se diseño y construyó un prototipo de un tren de rodaje de alimentación de tubos, para la empresa Sertecpet s.a., cumpliendo con varios criterios pedidos por la empresa y considerando sobre esfuerzos que muy probablemente se involucrarían con la máquina. La máquina será capaz de manejar tubos de 2 a 13 3/8 de pulgada en todas sus cédulas correspondientes de longitudes de hasta 12 metros.
2. Se diseñaron los componentes mecánicos, incluyendo la evaluación de la mesa ya construida (base del sistema semi automático planteado). Adaptación que limitó y a la vez colaboró con la implementación del sistema.
3. Se diseñó los sistemas de control y la parte eléctrica-electrónica indispensables para la acción de los mecanismos de la máquina en general, adaptando a las limitaciones de sensamiento (algunas variables involucradas eran muy complicadas de sensor) e involucrando al operador en un 10% al funcionamiento de la máquina. En el diseño de adjuntan planos eléctricos y electrónicos que darán la pauta con la cual se ejecutó el diseño.
4. Se construyó un prototipo de los componentes mecánicos a una escala lo suficientemente didáctica para apreciar el comportamiento funcional de la máquina, con algunas adaptaciones necesarias para el correcto funcionamiento del mismo. Cambios en cuanto a materiales y mecanismos para concluir de manera óptima y no muy costosa la construcción del

mismo. Además se construyó un prototipo de los sistemas de control y de la parte eléctrica-electrónica, en su respectiva escala; necesarios para representar los mecanismos de la máquina en general y dar movimiento a la parte mecánica. Se adjunta en el diseño todos los planos de todas las piezas involucradas así como sus planos generales para ubicación dentro de la máquina, manufactura, soldadura y especificaciones de cada uno de los elementos involucrados, etc.

5. En el tema económico, se evaluó que sería lo mejor para la empresa que auspicia el proyecto tomando en cuenta: precios en el mercado, costos directos, costos indirectos, mano de obra, tiempos y personal. Además se estableció un análisis financiero en el cual se evalúan 4 criterios del porqué invertir en la compra de la máquina.
6. La máquina fue diseñada siguiendo normas establecidas por los fabricantes de las partes involucradas, además cada junta soldada o empernada fue analizada bajo el criterio de la distorsión máxima de Von Mises, para posteriormente diseñarlas por teorías de falla por fatiga de elementos finitos. Se evitó sobredimensionar las piezas respetando el factor de seguridad mínimo de 4 unidades solicitado por la empresa.
7. Una vez definidos los mecanismos necesarios para la máquina se realizó una selección individual de cada uno de los componentes de cada mecanismo en base a los diferentes catálogos de los fabricantes. Se comparó con las necesidades de la máquina y así se obtuvo finalmente un resultado viable y sobre todo funcional.

8. Se diseñó una máquina automatizada al 90% que elimina tiempos muertos, evita la utilización de personal o maquinaria que difícilmente logran abastecer a la sierra CNC de tubos, minimizando de esta manera los riesgos de accidentes. Por otro lado la máquina será capaz de maximizar la producción logrando cortar más de un tubo a la vez y evitando el desperdicio de material al nivelar los tubos antes del corte.
9. La intervención del operario en la selección del diámetro del tubo, número de tubos que requiere cortar y la verificación de la nivelación, es la única razón por la máquina no es completamente automática y es llamada semi automática.
10. La separación entre tope y el impulsador deberá ser la mínima, pero a la vez deberá permitir que el impulsador ejecute su movimiento ninguna interferencia o esfuerzo extra innecesario. La separación mínima es necesaria para que el impacto sea controlado por la estructura diseñada y los cálculos que se realizaron tengan validez.
11. Se diseñó el prototipo con una interfaz gráfica que permite la interacción entre el operario de la máquina y el sistema de control de la máquina. La interfaz incluye selectores de operación e indicadores de estado, además de una ventana donde se visualiza el estado de la nivelación de los tubos.
12. El prototipo tiene un sistema de control basado en la plataforma libre Arduino, a diferencia de la máquina real que maneja elementos industriales como lo es un PLC. De igual manera en el prototipo la interfaz gráfica se la realizó en una computadora con pantalla táctil sin embargo en ambientes más hostiles se ocupará una pantalla (HMI) de uso industrial.

13.El prototipo simula de manera adecuada tanto en aspectos mecánicos como eléctricos-electrónicos todos los elementos que posee el sistema real, con lo que puede obtener una apreciación de cómo se comportará la máquina real en operación, cuáles van a ser sus limitaciones y en qué aspectos constructivos pueden existir complicaciones. Esto con el fin de no tener inconvenientes al momento de la construcción de la máquina.

8.2 Recomendaciones diseño máquina y prototipo.

1. Construir la máquina verificando los planos entregados, utilizando acero AISI 1020 certificado. Además supervisar los respectivos procesos de manufactura involucrados, verificando medidas, tolerancias y acabados superficiales.
2. Adquirir los elementos especificados en el diseño o verificar si cumple con los requisitos especificados. Considerar que cada cálculo realizado o factor determinado tiene su razón y cualquier cambio necesitará de verificación y análisis.
3. Instruir debidamente a todos los operarios que tengan relación con la máquina (operario del sistema, chofer del montacargas, etc.) con el fin de evitar accidentes, prolongar la vida de la máquina y minimizar tiempos muertos en el proceso.

4. Tomar en cuenta que la máquina no está dimensionada para pesos mayores de un tubo de 13 3/8 de pulgada cedula (#20). Si se manejan pesos mayores, se deberá hacerlo con mucho cuidado y se deberá tomar en cuenta que lo diseñado está corriendo riesgo.
5. Manejar el prototipo de manera adecuada considerando que la longitud de tubo para la que fue diseñado es de 1.65 metros y un diámetro de 2.5 pulgadas. No exceder su capacidad debido a que la operación puede resultar inadecuada y causar accidentes.
6. Utilizar el prototipo de manera indicada en el manual de operación del mismo, eso con el fin de que no existan errores en el funcionamiento de la máquina. Uno de los factores importantes es el orden de las operaciones en el encendido del prototipo.
7. Si se desea hacer trabajos para la mejora de esta tesis, se recomienda buscar la manera de sensar: la nivelación de los tubos, el diámetro del tubo, el largo del tubo, y con esas medidas determinar un máximo de tubos que puede abastecer a la máquina.

CAPITULO 9: BIBLIOGRAFÍA

- Amazon. (18 de Mayo de 2015). Obtenido de http://ecx.images-amazon.com/images/I/71DREhU9y2L._SL1100_.jpg
- Amazon. (18 de Mayo de 2015). Obtenido de http://ecx.images-amazon.com/images/I/61r53ohxegL._SL1100_.jpg
- Amazon. (18 de Mayo de 2015). Obtenido de <http://ecx.images-amazon.com/images/I/41D5eFTRotL.jpg>
- Andes, M. L. (8 de Noviembre de 2014). Obtenido de <http://www.materialeslosandes.com/vigasipn.html>
- Arduino. (12 de Mayo de 2015). Obtenido de <http://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega>
- Avallone, E. A. (2007). *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*. New York: McGraw-Hill.
- Balboa, L. J. (1977). *Prontuario de la técnica mecánica*. Marcombo.
- Bonfiglioli. (s.f.). BE series. *Motores de alta eficiencia*. Italia: Bonfiglioli.
- Bonfiglioli. (s.f.). Reductores de tornillos sin fin. *serie VF-W*. Italiano.
- Browning. (s.f.). Solutions for the Industry Leader.
- Casa del Perno*. (2 de Febrero de 2015). Obtenido de http://www.casadelperno.com/Productos_PernoAcero.html
- Clark, N. (06 de Marzo de 2015). Obtenido de <http://www.ngclark.com.au/products/suco/WType.htm>
- Dodge. (s.f.). Bushings and Hubs.
- FESTO. (2 de diciembre de 2014). Obtenido de http://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/DSBC_ES.PDF
- FESTO. (23 de diciembre de 2014). Obtenido de Cilindros de tope DFST: http://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/DFST_ES.PDF
- FESTO. (17 de marzo de 2015). Obtenido de Bobinas: http://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/VACS_ES.PDF
- FESTO. (17 de marzo de 2015). *Bloqueo de la posición final*. Obtenido de <https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/322719/8028763e2.pdf>

- FESTO. (17 de marzo de 2015). *Bloqueo de la posición final*. Obtenido de <https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/322719/8028763e2.pdf>
- FESTO. (17 de marzo de 2015). *Válvulas de estrangulación y antirretorno*. Obtenido de FESTO: http://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/GRX-VFO_ES.PDF
- FESTO. (16 de marzo de 2015). *Válvulas normalizadas ISO 5599-1*. Obtenido de FESTO: http://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/ISO5599VSVA_ES.PDF
- GECKO. (19 de marzo de 2015). *G201X / G210X Revision 6 Manual*. Obtenido de http://www.geckodrive.com/gecko/images/cms_files/G201X%20REV-6%20Manual.pdf
- Hay, W. W. (1953). *Railroad Engineering*. New York: Wiley.
- LARBURU, N. (2001). *Máquina Prontuario Técnicas Máquinas Herramientas*. Madrid: Paraninfo.
- Pololu. (11 de Mayo de 2015). Obtenido de <https://www.pololu.com/product/1182>.
- RAYMOND. (3 de Enero de 2015). Obtenido de <http://www.asraymond.com.mx/p/203/anillos-de-retencion-din-471/>
- Schneider Electric. (1 de 2 de 2015). Obtenido de <http://motion.schneider-electric.com/downloads/quickreference/NEMA23.pdf>
- Shigley. (2002). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico D.F: McGraw-Hill Interamericana.
- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). Obtenido de 3VT Molded Case Circuit Breakers up to 1600 A : http://www.sobel.rs/katalozi/siemens/SENTRON_LV36_complete_English_2011_noPW.pdf
- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). *SINAMICS Drives and SIMOTICS Motors for Single-Axis Applications*. Obtenido de <http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/electric-drives/ac-drives/Documents/Catalog-D31-Complete.pdf>

- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). *Catálogo FS 10 · 2004/2005*. Obtenido de http://www.proatec.com.mx/CATALOGO_SIMATIC_SENSORS.pdf
- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). *Product Profile: 5SJ4...-HG4. Miniature Circuit Breakers*. Obtenido de <https://www.industry.usa.siemens.com/automation/us/en/industrial-controls/products/manual-starters-and-switches/Documents/5SJ4-Profile-web-MCB%20090121.pdf>
- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). *SIMATIC HMI Panels* . Obtenido de http://www.automation.siemens.com/salesmaterial-as/brochure/en/brochure_panels_en.pdf
- SIEMENS. (19 de marzo de 2015). *SIMATIC S7-1200* . Obtenido de <http://www.paratrasnet.ro/pdf/automatizari-industriale/S7-1200.pdf>
- Singiresu, R. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. México: Pearson.
- SKF. (2006). Profile rail guides. *6229EN - 0602A* . Suecia.
- SKF. (2014). *catologos SKF*. Obtenido de <http://www.skf.com/binary/12-120169/SKF-bushings-thrust-washers-and-strips-1-EN.pdf>
- SolidWorks. (2 de Mayo de 2015). Obtenido de <http://www.solidworks.es/sw/training-support-cad.htm>
- Suco. (01 de Mayo de 2015). Obtenido de <http://www.suco.de/downloads/kataloge/EN020205.pdf>
- TBI MOTION. (15 de 1 de 2015). Obtenido de <http://www.tbimotion.com.tw/about/detail/10/en.html>
- Ulrich, K. (2013). *Diseño y desarrollo de productos*. México: Mc Graw Hill.
- Vikingo cauchos, C. (26 de 01 de 2015). Cotización y especificaciones. Quito: Cauchos vikingo.
- Wallace. (25 de Abril de 2015). Obtenido de http://www.wallacemachine.com/w7.1_jaws.htm
- Warner, Electric. (s.f.). Basic Design Clutches/Brakes. New York, Estados Unidos: ALTRA INDUSTRIAL MOTION.
- Wikipedia. (4 de Mayo de 2015). Obtenido de http://en.wikipedia.org/wiki/File:Cone_clutch.svg

